HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

VON

JOSEF HRABÁK

III.

ERGÄNZENDER TEIL

HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

HERAUSGEGEBEN

VON

JOSEF HRABÁK

K. K. HOFRAT, EMER. PROFESSOR DER K. K. BERGAKADEMIE IN PŘIBRAM.

VIERTE AUFLAGE.

MIT IN DEN TEXT GEDRUCKTEN FIGUREN.

DRITTER BAND.

ERGÄNZENDER TEIL.

BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1906.

DRUCK VON H. S. HERMANN IN BERLIN.

Vorerinnerung zu dem „Ergänzenden Teile" als III. Bande des Hilfsbuches.

Der vorliegende III. Band des Hilfsbuches enthält zwei an sich selbständige Abhandlungen, welche als wichtige Ergänzungen zu dem Hilfsbuche gehören, und zwar ebenso mittels des „Practischen Teiles" als I. Bandes, wie auch mittels des „Theoretischen Teiles" als II. Bandes desselben gehandhabt werden können.

Jede dieser beiden Abhandlungen bezw. Ergänzungen behandelt den betreffenden Gegenstand sowohl (zuvörderst) theoretisch als auch (für die Anwendung) practisch.

Dieselben konnten demnach schon aus dieser Rücksicht weder dem I. noch dem II. Bande des Hilfsbuches einverleibt werden; vielmehr sprachen auch andere wichtige Rücksichten — namentlich die Rücksicht für eine bequeme Handhabung — dafür, daß diese beiden ergänzenden Abhandlungen in einem besonderen III. Bande, als „Ergänzenden Teile" erledigt werden.

Die beiden betreffenden Gegenstände bezw. Abteilungen des III. Bandes bilden

A. die Heißdampfmaschinen,
B. die Gebläsemaschinen.

Allerdings haben diese beiden voneinander ganz verschiedenen Abhandlungen eben nur den Umstand für sich gemeinschaftlich, daß sie beide in ihrer Weise zwei wesentliche Ergänzungen des Hilfsbuches darbieten.

Im übrigen darf auf die Einleitung zu den „Heißdampfmaschinen"*) und auf die Vorbemerkung zu den „Gebläsemaschinen" und selbstverständlich auf die ausgiebigen zwei Abhandlungen selbst verwiesen werden.

---

*) In dieser Einleitung ist § 14 als der letzte des 3. Kapitels über Heißdampfmaschinen bezeichnet, während nach demselben tatsächlich noch ein § 15 folgt. Dieser § 15, welcher eine „Recapitulation der Regeln zur Bestimmung des Brennstoff- und Wärmeverbrauches" und außerdem eine recht wichtige Tabelle über die Gesamtwärme (Wärmewert) des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes enthält, ist nämlich erst während der Correctur des betreffenden (7.) Druckbogens zustande gekommen, als der 1. Bogen (mit der Einleitung) bereits reingedruckt war. —

Inhalts-Verzeichnis
des „Ergänzenden Teiles" als III. Bandes des Hilfsbuches.

A. Theorie und practische Berechnung der Heißdampfmaschinen auf Grundlage der Sattdampfmaschinen.

B. Theorie und practische Berechnung der Gebläsemaschinen mit besonderer Rücksicht auf den Dampfbetrieb.

Druckfehler und Nachtrag.

Seite 64, Eincylinder-Masch. mit Expans. für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$ lies $p_i = \mathbf{1{,}61}$ (anstatt **2,61**).

Die Tabelle der Wirkungsgrade η_k auf Seite 95 gilt beiläufig für die besteingerichteten Kesselanlagen und könnte unter Umständen als einigermaßen optimistisch erachtet werden. Derselben ist — namentlich wenn es sich um Garantien des Brennstoffverbrauches oder der Verdampfungsfactoren handelt — die folgende Tabelle entgegen zu halten.

Wirkungsgrade η_k gewöhnlicher (gut eingerichteter) Kesselanlagen bei verschiedenen Modalitäten der Dampfüberhitzung.

Zunächst für stationäre Anlagen.

Art und Höhe der Überhitzung	Unter sehr günstigen Verhältnissen der Heizung (bei neuen Anlagen, bei langsamer und gleichmäßiger Verbrennung)			Im Mittel (normal) bei stationären Anlagen	Unter minder günstigen Verhältnissen (bei forcierter Heizung, bei älteren Kesselanlagen usw.)			
Ohne (bei Sattdampf)	0,66	0,64	0,62	**0,60**	0,59	0,58	0,57	0,56
Mäßig und mittelhoch, **indirect**	0,67	0,65	0,63	**0,61**	0,60	0,59	0,58	0,57
Sehr hoch und höchst, „	0,68	0,66	0,64	**0,62**	0,61	0,60	0,59	0,58
Mäßig und mittelhoch, **direct**	0,60	0,58	0,56	**0,54**	0,53	0,52	0,51	0,50
Sehr hoch und höchst, „	0,61	0,59	0,57	**0,55**	0,54	0,53	0,52	0,51
Mäßig bis mittelhoch, **doppelt**	0,64	0,62	0,60	**0,58**	0,57	0,56	0,55	0,54
Mittelhoch bis höchst, „	0,65	0,63	0,61	**0,59**	0,58	0,57	0,56	0,55

Anhang für Schiffkessel, Locomotiv- und Locomobilkessel.

Art und Höhe der Überhitzung	Schiffkessel günstig	Schiffkessel mindergün.			Locomotiv- u. Locomobilkessel günstig				Locomotiv- u. Locomobilkessel ungünstig
Ohne (bei Sattdampf)	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48	0,46
Mäßig und mittelhoch, **indirect**	0,63	0,61	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	0,49	0,47
Sehr hoch und höchst, „	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,48

Die Schiffkessel sind wohl fast immer möglichst gut eingerichtet.

Für die auf Seite 104 in Betracht gezogene Zweicylinder-Condens-Maschine von $N_i = 250$ Pfdk. und $\eta = 0{,}78$ berechnet sich hiernach der Wärme- und Brennstoffverbrauch (ad C nach § 14) wie folgt:

Bei Sattdampf:

$$S_i = C_i + \Delta C = 7{,}1 \text{ kg und } \lambda' = 661 \text{ Cal.}$$

$$W = S_i \, \lambda' = 4693 \text{ Cal.}$$

$$\eta_k = 0{,}60; \quad W_i = \frac{W}{\eta_k} = 7821 \text{ Cal.}$$

$$\eta = 0{,}78; \quad W_n = \frac{W_i}{\eta} = 10027 \text{ Cal.}$$

$$E = 7000 \text{ Cal.} \quad K_i = \frac{W_i}{E} = 1{,}12 \text{ kg}$$

$$\text{„} \quad \text{„} \quad K_n = \frac{W_n}{E} = 1{,}43 \text{ kg}$$

$$F = \frac{S_i}{K_i} = \frac{7{,}1}{1{,}12} = 6{,}3 \text{ fache Verdampfung.}$$

Bei Heißdampf:

$$S_i = (C_i) + (\Delta C) = 4{,}9 \text{ kg und } \lambda' = 746 \text{ Cal.}$$

$$W = S_i \, \lambda' = 3655 \text{ Cal.}$$

$$\eta_k = 0{,}62; \quad W_i = \frac{W}{\eta_k} = 5895 \text{ Cal.}$$

$$\eta = 0{,}78; \quad W_n = \frac{W_i}{\eta} = 7558 \text{ Cal.}$$

$$E = 7000 \text{ Cal.} \quad K_i = \frac{W_i}{E} = 0{,}84 \text{ kg}$$

$$\text{„} \quad \text{„} \quad K_n = \frac{W_n}{E} = 1{,}08 \text{ kg}$$

$$F' = \frac{S_i}{K_i} = \frac{4{,}9}{0{,}84} = 5{,}8 \text{ fache Verdampfung.}$$

F und F' eventuell garantierbar, wenn verläßlich $E = 7000$ Cal.

Für $F = 7$ fache Verdampfung bei Sattdampf müßte diesfalls $E = 7777$ Cal. sein (während bei exacten Anlagen $E = 7000$ Cal. genügt).

Theorie und practische Berechnung

der

Heißdampfmaschinen

auf Grundlage der Sattdampfmaschinen.

Einleitung.

Es muß zugegeben werden, daß es seit dem letzten Decennium mit der Anwendung des überhitzten Dampfes Ernst geworden ist, ja es ist kaum mehr zu bezweifeln, daß die Heißdampfmaschinen — und neben ihnen für Schnellbetrieb die Dampfturbinen — die herrschenden Umtriebsmaschinen des zwanzigsten Jahrhunderts sein werden, wenn auch in gewissen Fällen die Verbrennungsmotoren mit denselben in Konkurrenz treten.

Bei alledem wird die bisherige, bis zur höchsten Stufe der Vollendung ausgebildete „Sattdampf- bezw. Naßdampfmaschine" nicht zu leben aufhören, ja sie wird — zum mindesten im Bereiche der Theorie — selbst dann noch leben, wenn einmal — posito sed non concesso — alle Dampfmaschinen auf „Heißdampf" eingerichtet sein könnten und sollten!

Eine für die Zwecke der Praxis verwendbare, einfach und bequem anwendbare Theorie der Heißdampfmaschine kann sich nämlich nach meinem Dafürhalten nur auf die Theorie der Sattdampfmaschine stützen, denn nur diese hat eine dem physikalischen Zustande nach fest charakterisierte motorische Substanz für sich, als welche der gesättigte, bezw. der als gesättigt angesehene Wasserdampf*) — im Gegensatz zu dem physikalisch unsteten Wesen des Heißdampfes — zu bezeichnen ist.

Und so stützt sich denn meine vorliegende „theoretisch-practische" Abhandlung über die Heißdampfmaschine — wohl eine Erstlings-Erscheinung auf diesem Gebiete — auf die theoretisch-practischen Resultate der Sattdampfmaschine;

das heißt:

Die hauptsächlichsten Bestimmungsgrößen der Heißdampfmaschine, insbesondere die Leistung und der Dampfverbrauch, werden nicht etwa für den (physikalisch höchst schwankenden) Heißdampf direct bestimmt, sondern vielmehr aus den analogen Größen der Sattdampfmaschine abgeleitet, derart, daß schließlich für die practische Anwendung lediglich je eine einfache numerische Multiplikation auszuführen ist, um erstlich aus der Leistung für Sattdampf jene für Heißdampf, um ferner aus dem nutzbaren Dampfverbrauche für Sattdampf den nutzbaren Verbrauch an Heißdampf etc. zu erhalten.

Die betreffenden Reductions-Coëfficienten gestalten sich für verschiedene Überhitzungsgrade allerdings auch verschieden, sind jedoch aus tabellarischen

*) Indem der gesättigte Wasserdampf bei einer gewissen Spannung eine bestimmte Temperatur und Dichte besitzt, hiermit physikalisch unzweideutig gekennzeichnet ist.

Angaben höchst einfach zu entnehmen, sodaß die Bestimmung der Leistung und des Dampfverbrauches einer Heißdampfmaschine aus den gleich benannten Größen einer gleichen Sattdampfmaschine ungemein leicht durchzuführen ist. Hierbei wird zugleich der Vergleich des Heißdampfbetriebes mit dem Satt- bezw. Naßdampfbetrieb unter einem erledigt.

Meine theoretische Entwicklung der schließlichen practischen Regeln hat zur erstlichen Grundlage die auf verläßliche Beobachtungen gestützten Angaben von Hofrat Doerfel, Prof. Schröter und anderen, wonach der Exponent k des (polytropischen) Expansionsgesetzes

$$p\,v^k = \text{Const.}$$

je nach dem Überhitzungsgrade zwischen den Werten $1{,}1$ und $1{,}25$ (beiläufig) sich bewegt.

Auf dieser Grundlage und mit Rücksicht auf die vorliegenden Versuchs- und Erfahrungsresultate entwickelte ich in einer sechs Paragraphen umfassenden **„vorläufigen Abhandlung“** die Bestimmung der Leistung und des Dampfverbrauches für zwei (meist übliche) Überhitzungsstufen, nämlich:

A. für die **„mittelhohe“** Dampfüberhitzung um 80° bis 120°, im Mittel um 100° C,

B. für eine **„sehr hohe“** Überhitzung um 120° bis 160°, im Mittel um 140° C.

In dieser ersten, an sich abgeschlossenen Abhandlung sind zugleich die erforderlichen Winke über die indirecte (als die günstigere) und die directe (minder günstige) Überhitzung und hiermit zusammenhängend über den Brennstoff-Verbrauch (letzteres vorläufig nur in Worten, ohne Zahlen) angeführt. Tabellarische Übersichten der Resultate für alle Maschinenarten bei verschiedenen Dampfspannungen bilden den Schluß dieser ersten Abhandlung, bezw. des 1. Kapitels über Heißdampfmaschinen.*)

Das 2. Kapitel bildet unter dem Titel **„Definitive Berechnung“** der Heißdampfmaschinen zunächst in § 7, 8 und 9 ein der Ausdehnung nach möglichst kurz gefaßtes, dem Inhalte nach jedoch wesentlich erweitertes **„Supplement“** und zugleich in mehrfacher Hinsicht eine „Alternative“ der „vorläufigen Abhandlung“. Hier werden außer den Überhitzungsstufen A und B und an dieselben anschließend noch zwei weitere Stufen rechnungsmäßig in Betracht gezogen, und zwar:

A_0. eine **„mäßige“** Überhitzung um etwa 50° bis 80°, und

C. die **„höchste“** Überhitzung um 160° bis 200° C.

---

*) Diese erste, hier „vorläufige“ Abhandlung bildete ursprünglich meine Gesamtdarstellung über Heißdampfmaschinen, und erwies sich nachträglich einer wesentlichen Erweiterung als fähig, ohne daß die ursprüngliche Darstellung etwa umgearbeitet zu werden brauchte, da sie doch an sich, wenn auch nur innerhalb gewisser Grenzen der Überhitzung wohl brauchbar war und ist, mithin auch nachträglich aufrecht erhalten werden konnte und kann.

Diese „höchste“ Überhitzung wird nicht sowohl als solche — weil sie eben nur ausnahmsweise (etwa bei der W. Schmidt-Maschineneinrichtung) wirklich vorkommen dürfte —, als vielmehr zu dem Zwecke behandelt, um nach den rechnungsmäßigen Ergebnissen derselben wenigstens annähernd die Betriebsresultate einer tatsächlich zwar geringeren Überhitzung, jedoch bei Anwendung **zweier** Überhitzer (hiervon einer dem Expansions-Cylinder vorgelegt) beurteilen zu können, für welche Combination eine directe rechnungsmäßige Behandlung durch den Verfasser nicht zu erbringen war, und auch anderweitig kaum zu erbringen sein wird.

Diese Combination zweier Überhitzer hält übrigens der Verfasser nur dann für gerechtfertigt, wenn aus irgend welchen Beweggründen von der betriebs-ökonomisch jedenfalls günstigsten indirecten Überhitzung Abstand genommen wird, und eine **directe** Überhitzung in besonderem Ofen zur Anwendung kommt; unter solchen Umständen bringe man in dem ohnehin vorhandenen besonderen Ofen **zwei** combinierte Überhitzer (nach Angabe an betr. Orte) an, und man wird bei entsprechend hochgradiger Überhitzung den nach Möglichkeit **kleinsten Dampfverbrauch** erzielen, sonach im besten Sinne „aus der Not eine Tugend machen“ können. Die beste „Tugend“ beut jedoch nach wie vor (bei möglichster Nähe der Maschine an der Kesselanlage) die entsprechend ausgiebige einfache **indirecte** Überhitzung bei Vermeidung jeglicher Sonderheizung des Überhitzers!

Die schon in der Entstehung der vorliegenden Schrift begründete Trennung meiner bisherigen Gesamtdarstellung (die Leistung und den Dampfverbrauch betreffend) in zwei Abhandlungen, bezw. die Aufrechterhaltung dieser Trennung war aus mehrfacher Rücksicht (namentlich um Complicationen von vorneher zu vermeiden) dringend geboten.*)

Im Anschlusse an die zweite Abhandlung, insbesondere an die „Practische Anleitung zur definitiven Berechnung“ in § 8 und die zugehörigen Vergleichungstabellen der Berechnungsresultate in § 9 folgt im § 10 eine „Übersicht derjenigen Angaben für Naßdampfmaschinen, welche zur Berechnung der Heißdampfmaschinen benötigt werden“.

Die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Sattdampfmaschine kann jedoch nicht mit diesen „Angaben“ allein, sondern füglich nur mittels des I. oder II. Teiles des Hilfsbuches vorgenommen werden.

Aufgrund der nunmehr gewonnenen Angaben und Regeln ist in § 11 ein „Beispiel über die Ausmittlung des kleinsten Dampfverbrauches“ beim currenten Betrieb exacter Maschinen durchgeführt. Dieser „currente“ Betrieb (Dauerbetrieb) ist mehrweniger durchwegs bei meinen Auseinandersetzungen vorgesehen, obwohl ich auch numerische Ansätze (namentlich des Dampfverbrauches) wagte, welche als Grenze (limes) des Erreichbaren zu erachten sein dürften. Zu diesen gewagten Ansätzen veranlaßte mich die

*) Bei dem Gebrauche des Buches kann man allerdings, wenn man von vorneher die sämtlichen vier Überhitzungsstufen des Dampfes in Betracht ziehen will, die „Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen nach der vorläufigen Abhandlung“ in § 5 füglich außer acht lassen und ohne weiters die ganz ähnlich eingerichtete „Practische Anleitung zur definitiven Berechnung“ § 8 ins Auge fassen; der Verfasser wollte jedoch jenen § 5 schon deshalb nicht ganz ausschalten, weil auf demselben die „Tabellen zur Vergleichung“ in § 6 beruhen, welche ihm zum gänzlichen Weglassen denn doch als zu wertvoll erschienen. — Man möge in dem Buche überhaupt lieber etwas scheinbar Überflüssiges finden, als etwas wirklich Gutes und dahin Gehöriges vermissen!

überaus befriedigende Übereinstimmung meiner Rechnungsergebnisse mit den Versuchsresultaten von Doerfel, Schröter u. a. m.

In dem 1. und 2. Kapitel erscheint die Ausmittlung der Heißdampfmaschinen in bezug auf Leistung und Dampfverbrauch als erledigt.

Das dritte (und hier letzte) Kapitel behandelt die für die practische Anwendung wichtigste, aber auch zur Lösung schwierigste Aufgabe: Bestimmung des Brennstoffverbrauches für die indicierte und (was schließlich die Hauptsache ist) für die effective (Netto-) Pferdekraft und Stunde.

Diese Aufgabe, bei deren Lösung man unvermeidlich einem „Stein des Anstoßes" begegnet, welcher in der theoretisch füglich unnahbaren Bestimmung des Ausnützungsgrades der Wärme bei unsern Dampfkesseln und Kesselfeuerungen begründet ist, wurde hier von zwei Gesichtspuncten in Behandlung gezogen.

In den zwei ersten Paragraphen (§ 12 und 13) des 3. Kapitels wurde die Bestimmung des Brennstoffverbrauches bei beliebig hoher Überhitzung aus dem (als bekannt angenommenen) Verdampfungsfactor für Sattdampf vorgenommen; eben dieser Verdampfungsfactor (Verdampfungsziffer für Sattdampf) bildet hier einen „Stein des Anstoßes", denn er kann in den meisten Fällen doch nur roh geschätzt werden, -- trotzdem sehr zahlreiche Versuche mit verschiedenen Kohlensorten und Kohlenarten (dem Orte nach) vorliegen.

In dem letzten Paragraph des 3. Kapitels (§ 14) wurde die calorimetrische Bestimmung des Brennstoffverbrauches aus dem Dampfverbrauche durchgeführt. Hier ist wiederum der Wirkungsgrad (Güteverhältnis) des Dampfkessels samt Feuerung ein „Stein des Anstoßes"!

Bei aller Schwierigkeit der Aufgabe hoffe ich — auf eine gute Übereinstimmung meiner Berechnungsresultate mit den Versuchs-Ergebnissen der Anwendung gestützt — dieselbe mit der überhaupt nur möglichen Annäherung gelöst zu haben.

1. KAPITEL.

Vorläufige Abhandlung über Heißdampfmaschinen.

§ 1.

Allgemeines und Geschichtliches.

In der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts wurde die Dampfmaschine — vornehmlich durch die Initiative des großen Redtenbacher — sowohl nach der theoretischen als auch nach der practischen (constructiven) Richtung derart ausgebildet, daß sie schließlich auch in ökonomischer Beziehung nichts zu wünschen übrig ließ und demgemäß auch zu einer sozusagen „weltbeherrschenden" Geltung gelangte.

Die in der Tat „glänzenden" Erfolge der verschiedenen, alle Zweige der Industrie umfassenden Dampfmaschinenbetriebe hatten nur an **einem** Mangel zu leiden, welcher dahin lautete, daß diese Erfolge sonderzweifel noch „glänzender" wären, wenn die motorische Substanz, der Wasserdampf, wie ein permanentes Gas sich verhielte. Nun besitzt aber der Wasserdampf, wie er in unseren Dampfkesseln unmittelbar erzeugt wird, neben vielen „edelen" Eigenschaften leider auch eine recht unangenehme Eigenschaft, welche darin besteht, daß derselbe bei jeder Abkühlung und bei jeder nützlichen Arbeitsverrichtung durch seine Expansion zum Teile, und zwar zu einem sehr ansehnlichen Teile in den tropfbaren Zustand übergeht — sich condensiert, und dieser condensierte Anteil hiermit arbeitsunfähig wird. Aus diesem Umstande erwachsen die wohl bekannten und viel beklagten „Abkühlungs-Verluste", welche nicht bloß dem Practiker durch ihre Unvermeidlichkeit, sondern auch dem Theoretiker durch ihre schwierige Ermittelbarkeit*) ungemein fühlbare Unannehmlichkeiten verursachten.

Wohl hat man das Mittel, wodurch diese Unannehmlichkeiten zum großen und selbst auch zum größten Teile vermieden werden könnten, längst erkannt; es besteht eben darin, daß man dem gesättigten oder vielmehr stets nassen Kesseldampfe vor seinem Eintritte in die Dampfmaschine eine entsprechende Wärmemenge zuführt, d. h. denselben bei nahezu gleichbleibender Spannung **überhitzt**; solch ein überhitzter Dampf wird sodann die unvermeidlichen Abkühlungen erstlich schon in der Dampfleitung und vornehmlich in der Maschine während der Admission, bei der Expansion etc. ertragen können, ohne den Sättigungspunct zu erreichen; eventuell wird dies (bei minder intensiver Überhitzung) doch ansehnlichenteils der Fall sein.

Nach einem Vortrage des Oberingenieurs A. Rieder (mitgeteilt in einer Broschüre betitelt „Die Überhitzung und ihre practische Verwertung") wurde der Gedanke, den im Dampfkessel erzeugten nassen Dampf (sei es in den Feuerzügen oder in einem separat geheizten Apparat) zu überhitzen, schon in der ersten Hälfte des XIX. Jahrhunderts angeregt. „Die Dampfschiffahrt

*) Der Verfasser hat der Ausmittlung der Abkühlungsverluste zum Zwecke ihrer practischen Brauchbarkeit ein Stück seines geistigen Lebens gewidmet, und dieselbe in der dritten Auflage des Hilfsbuches zu einem durchaus befriedigenden Abschlusse gebracht.

ganz besonders zeigte hohes Interesse für die Überhitzung, speciell die englische und französische Marine, so daß in den 60er Jahren mehrere Dampfer mit Überhitzer-Apparaten versehen waren."

Wissenschaftlich eingehend beschäftigte sich mit der Frage der Dampfüberhitzung „der große Thermodynamiker G. A. Hirn in Logelbach bei Colmar"; er sah voraus, was sich erst jetzt so glänzend verwirklicht, daß die Dampfüberhitzung es ermöglichen wird, den Dampfverbrauch in den Dampfmaschinen bis zur äußersten Grenze des practisch Erreichbaren zu reduzieren.*).

Obwohl bereits in den 60er Jahren Hirn selbst Überhitzer-Apparate erbaut hatte (bestehend aus einem System glatter Röhren, welche in einem speciellen Raume neben den Kesseln von den Heizgasen der Kessel bestrichen wurden), dauerte es bis nahe zu dem letzten Decennium des 19. Jahrhunderts, bevor die Dampfüberhitzung practisch zu der verdienten Wertschätzung und Geltung gelangte.

Die Ursache dieser verspäteten Anwendung einer anerkannt vorzüglichen Vorrichtung bestand in den verschiedenen Schwierigkeiten ihrer technischen Ausführung und Betätigung. Vor allem bot die Ausführung der Überhitzer selbst, wenn sie die große Hitze der Feuergase dauernd, ohne dampflässig zu werden, ertragen und keinen zu großen Raum beanspruchen sollten, eine nicht unbedeutende Schwierigkeit; ferner bildete die damalige Verwendung animalischer und vegetabilischer Schmiermittel, welche schon bei einer Temperatur von circa 200° chemisch zersetzt werden und zu schmieren aufhören, ein Haupthindernis gegen die Anwendung heißer Dämpfe von 250° bis 300° C.; das Gleiche war bei den Dichtungen der Stopfbüchsen der Fall, so lange man dieselben fast ausschließlich aus vegetabilischen Stoffen anfertigte; die beiden letztgenannten Hindernisse wurden durch die seitherige Anwendung mineralischer Schmiermittel, sowie durch die Einführung der Metall- (event. Asbest-) Dichtungen gründlich behoben. Erwähnenswert ist auch der Umstand, daß gewisse Maschinenteile, namentlich die Steuerungsorgane in einer ganz besonderen Weise hergestellt werden müssen, wenn ihre bedeutende Ausdehnung durch die Heißdampf-Wärme nicht störend wirken soll; ja es ist die Frage, ob unter Umständen aus diesem Anlasse die Dampflässigkeit der Heißdampfmaschinen überhaupt nicht größer ist, als bei der Anwendung des gesättigten (bezw. nassen) Dampfes.

Wie bereits erwähnt, erschienen die angeführten Hindernisse zum größten Teile, nach Umständen auch ganz beseitigt, als um das Jahr 1890 Ingenieur E. Schwoerer mit seinem Überhitzer in die Öffentlichkeit trat. Derselbe war (nach A. Rieder) als Hirns langjähriger Mitarbeiter mit sämtlichen Forschungen des großen Gelehrten über die Theorie der Wärme vertraut, widmete sich nach dem Tode seines Meisters vollständig der Überhitzungsfrage und trat nach längeren Versuchen mit einem ebenso practischen als überaus einfachen Apparate vor die Öffentlichkeit.

Der Schwoerersche Überhitzer bildet ein schlangenförmiges Röhrensystem in dem ersten oder zweiten Zuge der Dampfkessel-Feuerung und

*) Ich selbst habe als damaliger Assistent des verdienten Professors Gustav Schmidt Hirns Publicationen über die Dampfüberhitzung mit lebhaftem Interesse verfolgt, betrachtete jedoch (wie auch Andere) seine Bestrebungen vorderhand als einen „frommen Wunsch".

besteht aus „Elementen“ von 3 m maximaler Länge, welche aus einer eigens zusammengesetzten feuerbeständigen Gußeisenmasse bestehen und außen mit peripherischen (ringförmigen) sowie innen mit achsialen (geradlinigen) Rippen als Heizflächen versehen sind. Diese parallel, und zwar horizontal oder vertikal angeordneten Elemente werden durch ebenso gerippte Kniestücke mittels wohlgeschützter Flantschen verbunden. Die bedeutenden Eisenmassen der Elemente bilden ein Wärmereservoir, wodurch die Temperatur des überhitzten Dampfes möglichst constant erhalten wird.

Selbstverständlich blieb sofort nach Einführung des Schwoerer-Überhitzers die Erfindung von Konkurrenz-Apparaten nicht aus, und es ist zu erwarten, daß mit der Zeit die meisten Maschinen- bezw. Kesselfabriken ihre besonderen patentierten Überhitzer herstellen werden. Beinahe alle bereits bestehenden unterscheiden sich von dem Schwoererschen Überhitzer hauptsächlich dadurch, daß sie nicht ein gußeisernes, sondern ein schmiedeeisernes Röhrensystem (aus geschweißten oder gezogenen Röhren) darbieten, wobei die Verbindungen zumeist außer dem Feuer liegen.

Für die nachfolgende Betrachtung kommt die specielle Einrichtung des Überhitzers nicht in Betracht; von Wesenheit ist nur der Umstand, daß ein „richtiger“ Überhitzer durch die Verbrennungsgase der Kesselheizung mitgeheizt und nicht weit von der Feuerung (von der ersten Flamme) angebracht werden muß, wenn er sich möglichst wirtschaftlich erweisen soll. Ein solcher „indirect“ geheizter Überhitzer wird nur einen kleinen Anteil (nur wenige Procente) der Dampferzeugungswärme absorbieren, während ein direct geheizter Überhitzer (in einem besonderen und besonders geheizten Ofen) außerdem noch alle Wärmeverluste auf seiner Seite hat, welche einer Heizvorrichtung überhaupt anhaften. Die Wärme der in den Schornstein abziehenden Verbrennungsgase sowie die von dem Ofen an die Umgebung abgegebene Wärme spielen hierbei die Hauptrolle; diese Hauptverluste bleiben aber bei der indirecten Heizung dem Überhitzer fast ganz erspart.

Die direct geheizten Überhitzer werden daher nur in ganz besonderen Fällen, nur ausnahmsweise eine Berechtigung haben. Ob ein zwischen den Hochdruck- und Niederdruck-Cylinder einer Dampfmaschine eingeschalteter Überhitzer mit directer Heizung in die betreffenden Ausnahmen einzubegreifen ist, bleibe vor der Hand dahingestellt. Jedenfalls dürfte die nahe Lage der Dampfmaschine bei den Dampfkesseln mit zugehörigen ausgiebigen indirect geheizten Überhitzern die größten ökonomischen Vorteile darbieten.

Eine Specialität in der Dampfüberhitzung bildet die Heißdampfmaschine, Pat. Wilh. Schmidt, namentlich mit der neuester Zeit aufgetauchten „Füllungs-Überhitzung“. Dieselbe ist für die allergrößten Dampftemperaturen und für ihre (im Principe) vollkommenste Ausnützung eingerichtet, jedoch vorderhand noch nicht „eingebürgert“.

§ 2.

Berechnung der Heißdampfmaschinen in betreff der Leistung.

Glücklicherweise handelt es sich hier durchaus nicht um eine directe Berechnung dieser modernen Maschinen in einer ähnlichen Weise, wie dieselbe für den gesättigt gedachten Dampf in dem I. und II. Teile des Hilfsbuches allseitig durchgeführt worden ist.

Solch eine directe Berechnung wäre überaus umständlich; denn, während bei den dortselbst und überhaupt bisher behandelten Maschinen verschiedener Kategorien die motorische Substanz, der gesättigte Wasserdampf, durch die Spannung in physikalischer und mechanischer Beziehung völlig bestimmt ist besitzt der überhitzte Dampf bei einer gewissen Spannung je nach der Höhe der Überhitzung verschiedene Temperaturen, woraus die große Complication und Weitläufigkeit der etwa beabsichtigten directen Berechnung der Heißdampfmaschinen zur Genüge hervorgeht.

Es ist somit wirklich als ein „Glück“ zu bezeichnen, daß diese directe Berechnung überhaupt ausbleiben kann.

Im Gegensatze zu solch einer kaum jemals durchzuführenden, selbständig rechnungsmäßigen Behandlung der Heißdampfmaschinen wird es hier vollkommen genügen, die Regeln anzugeben, wonach aus den vornehmlichen für gesättigten Dampf ausgemittelten Größen auf diese Größen für den überhitzten Dampf rechnungsmäßig zu schließen ist. Diese vornehmlichen Größen sind für die Anwendung zuvörderst nur zwei, nämlich die Maschinen-Leistung und der Dampfverbrauch der Maschine.

Alle übrigen Größen (passive Widerstände, Cylindervolumen-Verhältnisse etc.) bleiben ungeändert; allerdings wird hierbei zu beachten sein, daß die Heißdampfmaschine bei übrigens gleichen Verhältnissen für eine größere Kolbengeschwindigkeit geeignet ist, als die Maschine mit gesättigtem Dampf, welche Beachtung bei der Maschinenberechnung natürlicherweise gar keinem Anstande unterliegt.

Bevor wir zu der theoretischen Bestimmung des Leistungsverhältnisses und des hiermit unmittelbar zusammenhängenden Verhältnisses des nutzbaren Dampfverbrauches schreiten, müssen wir über die Beurteilungsweise der Höhe der Überhitzung im reinen sein.

In der bisherigen Anwendung wird gewöhnlich die Temperatur des Heißdampfes in ihrer ganzen Höhe angegeben; man sagt einfach: „mein Überhitzer gibt einen Dampf von 300° C“. oder „unsere Maschine arbeitet mit einem Heißdampf von 300° C“. Eine solche Charakterisierung des Heißdampfes taugt für die Rechnung nicht, denn es ist nicht gleichgültig, ob die Heißdampftemperatur 300° C einem Dampfe von 5 Atm. (welcher gesättigt 150° C hat) oder aber dem Dampfe von 9 Atm. (welcher gesättigt 175° C hat) angehört; in dem ersten Falle beträgt die tatsächliche Überhitzung 150° C, in dem zweiten Falle nur 125° C. Diese tatsächliche Überhitzung, d. h. der Unterschied zwischen der Heißdampf-Temperatur und der Temperatur des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung ist einerseits für die Wirksamkeit des Überhitzers maßgebend, andererseits auch für die Berechnung geeignet. Die ganze Temperatur des Heißdampfes kommt hierbei natürlich auch zum Vorschein.

Wir werden den Heißdampf stets in dieser Weise (durch Angabe der eigentlichen Überhitzung) charakterisieren; indem wir mit

t die Temperatur des Heißdampfes, mit

t_0 die Temperatur des gleichgespannten gesättigten Dampfes bezeichnen, gibt die Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

das eigentliche Maß der Überhitzung.

Zur beiläufigen Orientierung notieren wir, daß der gesättigte Dampf von (absolut) p Atm. Temperaturen t_0 nach Celsius besitzt, abgerundet wie folgt:

$p =$ 5	9	12	15	Atm.
$t_0 =$ 150°	175°	188°	200°	Cels.

Die in der bisherigen Anwendung vorkommenden Überhitzungen sind der Größe nach sehr verschieden; wenn man jedoch festhält, daß bei einer gewissen Charakteristik der Überhitzung (ob mittelhoch, ob sehr hoch) bei Maschinen mit größeren Füllungen kleinere Überhitzen und bei Maschinen mit kleineren Füllungen größere Überhitzen am Platze sind, so kann man, wie schon angedeutet, zwei Hauptstufen der Überhitzung unterscheiden, und zwar:

A. eine **mittelhohe** Überhitzung von 80° bei großen, bis 120° bei kleinen Füllungen, im Mittel 100° (bei mittelgroßen Füllungen);

B. eine **sehr hohe** Überhitzung von 120° bei großen, bis 160° bei kleinen Füllungen, im Mittel 140° (bei mittelgroßen Füllungen).

Die Füllungen sind hier als beiläufig ökonomisch günstigste bezw. in der Anwendung beiläufig normal angewendete Füllungen gemeint, sodaß zu den größeren Füllungen kleinere Dampfspannungen, zu den kleineren Füllungen aber entsprechend höhere Spannungen gehören.*)

An diese beiden Hauptstufen der Überhitzung (mittelhoch und sehr hoch) werden sich dann leicht noch zwei Nebenstufen anschließen lassen, nämlich die mäßige Überhitzung (unter 80°) und die größte Überhitzung (über 160° C.).

Es handelt sich nun zuvörderst um die theoretische Feststellung des Leistungsverhältnisses, d. h. derjenigen Verhältniszahl, mit welcher die indicierte Leistung einer Maschine mit gesättigtem Dampf zu multiplicieren ist, um die indicierte Leistung derselben Maschine mit überhitztem Dampfe zu erhalten.

Wenn wir hier die den überhitzten Dampf betreffenden Hauptgrößen zur Unterscheidung in eine Klammer ( ) setzen, so ist zuvörderst das Leistungsverhältnis $\frac{(N_i)}{N_i}$ zu bestimmen; da aber $\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$, so ist das Verhältnis der indicierten Spannungen (p_i) mit, und p_i ohne Überhitzung theoretisch zu ermitteln. Wir wollen dieses Leistungsverhältnis weiterhin mit y für „mittelhohe" und mit y' für „sehr hohe" Überhitzung bezeichnen.

Da es sich nicht um die genauen Werte von (p_i) und p_i, sondern eben nur um ihr **Verhältnis** handelt, so wird es vollständig genügen, eine Maschine mit der einfachsten Dampfverteilung zugrunde zu legen, nämlich für Auspuff und für Condensation je eine Maschine, welche auf der Antriebseite des Kolbens bloß die Admissions- und Expansionsphase, auf der anderen Seite bloß die Emissions- (Ausströmungs-) Phase aufweist, sodaß also von einer etwa ausgiebigeren Compression beiderseits (sowohl ohne als auch mit Überhitzung) abgesehen wird; den schädlichen Raum wollen wir wegen seines ausgiebigen Einflusses auf die Expansionswirkung bei sehr kleinen Füllungen nicht unberücksichtigt lassen und durchwegs mit 5% in Rechnung nehmen.

Für die Expansion des gesättigt gedachten (tatsächlich immer feuchten) — also nicht überhitzten Dampfes kann das einfache Mariottesche Gesetz

$$p\,v = Const.$$

*) Eine gewisse Heißdampfmaschine arbeitet allerdings mit einer gewissen Überhitze, wenn auch ihre Füllung variiert.

als gültig angenommen werden und wurde in dem I. und II. Bande des Hilfsbuches motivierterweise auch durchwegs als gültig angenommen.

Hingegen befolgt der überhitzte Dampf bei seiner Expansion das „modificierte Poissonsche" Gesetz (nach meiner Ausdrucksweise in dem Hilfsbuche, II. Band § 14), nach der modernen Ausdrucksweise das „polytropische" Gesetz

$$p\,v^k = Const.$$

wobei der Exponent k Werte, welche zwischen der Einheit (für gesättigten Dampf) — und 1,33 (als adiabatischem Werte für absolut trockenen Dampf) gelegen sind, je nach der Höhe der Überhitzung annehmen muß.

Für die erwähnte einfache Dampfverteilung (nur Admission nebst Expansion auf der Antriebseite und nur Ausströmung auf der Emissionsseite des Dampfkolbens) ergibt sich der Spannungs-Coëfficient f nach den Darlegungen des Hilfsbuches im I. und II. Abschnitt des Theoretischen Teiles:

erstens ohne Überhitzung des Dampfes nach dem Mariotteschen Gesetze:

$$f = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \operatorname{logn.} \frac{1+m}{\frac{l_1}{l} + m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

zweitens für den überhitzten Dampf nach dem modificierten Poissonschen Gesetze:

$$(f) = \frac{l_1}{l} + \frac{\frac{l_1}{l} + m}{k-1} \left\{ 1 - \left(\frac{\frac{l_1}{l} + m}{1+m} \right)^{k-1} \right\} \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

in welch beiden Ausdrücken für den schädlichen Raum $m = 0{,}05$ zu setzen ist.

Die Größe k, welche bereits erwähnterweise zwischen den theoretischen Grenzwerten 1 und $1{,}33$ enthalten sein muß, bewegt sich nach Beobachtungen von Hofrat Rud. Dörfel bei den verschiedenen bisherigen Heißdampfmaschinen innerhalb etwas engerer Grenzen, nämlich innerhalb $k = 1{,}1$ (resp. $1{,}125$) bei den mäßigsten und $k = 1{,}25$ bei den höchsten (vorkommenden) Überhitzungen; in der Regel überschreitet jedoch k nicht den Wert $1{,}20$.

Hiernach wird es gerechtfertigt sein, für unsere zwei Hauptstufen der Überhitzung die Größe k anzunehmen, wie folgt:

A. für eine **mittelhohe** Überhitzung (80° bei großen, 120° bei kleinen Füllungen)

$k = 1{,}1$ resp. $1{,}125$ für große Füllungen bis $k = 1{,}20$ für kleine Füllungen;

B. für eine **sehr hohe** Überhitzung (120° bei großen, 160° bei kleinen Füllungen)

$k = 1{,}15$ für große bis $k = 1{,}25$ für kleine Füllungen.

Aus dem Spannungs-Coëfficienten f oder (f) ergibt sich, wenn wir nach vor wie die den überhitzten Dampf betreffenden (aus der Berechnung resultierenden) Größen zur Unterscheidung in eine Klammer ( ) setzen, bei der angenommenen einfachsten Dampfverteilung für die jeweilige (absolute) Admissionsspannung p die indicierte Spannung p_i und (p_i) einfach folgendes:

I. für die **Auspuff**-Maschinen:

1. **ohne** Überhitzung

$$p_i = f\,p - 1{,}15 \text{ Atm.}$$

2. **mit** Überhitzung

$$(p_i) = (f)\,p - 1{,}15 \text{ Atm.}$$

II. für die **Condens.**-Maschinen:

1. **ohne** Überhitzung

$$p_i = f\,p - 0{,}20 \text{ Atm.}$$

2. **mit** Überhitzung

$$(p_i) = (f)\,p - 0{,}20 \text{ Atm.}$$

Hiernach berechnet sich bei den (beiläufig) günstigsten, meist gebrauchten **Füllungen** l_1/l und zugehörigen absoluten Admissionsspannungen p*)

I. Für die **Auspuff-Maschinen**, und zwar:

1. **Ohne Überhitzung:**

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39
sodann $p_i =$	**2,61**	**3,04**	**3,67**	**4,12**	**4,73** Atm.

2. **Mit Überhitzung,** wobei wir zugleich das Leistungsverhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p}$ nebst dessen reciprokem Werte $\frac{1}{y}$ in Betracht ziehen, und zwar:

A. für **mittelhohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
mit $k =$	1,10	1,125	1,15	1,175	1,20
zunächst $(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,34
sodann $(p_i) =$	2,47	2,825	3,31	3,60	4,00 Atm.
$y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	**0,95**	**0,93**	**0,90**	**0,87**	**0,84**
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18

B. für **sehr hohe** Überhitzung:

zu $l_1/l =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn $p =$	6	7,5	10	12	15 Atm.
mit $k =$	1,15	1,175	1,20	1,225	1,25
zunächst $(f) =$	0,59	0,52	0,43	0,38	0,33
sodann $(p_i) =$	2,41	2,74	3,19	3,46	3,81
$y' = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	**0,93**	**0,91**	**0,87**	**0,84**	**0,81**
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24

*) Für die eigentlich nur vorübergehend zur Geltung kommenden Spannungen p nehmen wir an, daß bei Auspuff bis zu einer Endspannung von 1,5 Atm. und bei Condens. bis zu einer Endspannung von 0,5 Atm. expandiert wird, welche Annahme den beiläufig günstigsten Füllungen hinreichend entspricht.

II. Für die **Condens.-Maschinen**, und zwar:

1. **Ohne Überhitzung**:

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39	0,35	0,33	0,31	0,285	0,26
sodann $p_i =$	2,30	2,04	1,73	1,56	1,76	1,91	2,11	2,26	2,65	3,06

2. **Mit Überhitzung**, wobei wir ebenfalls das Leistungsverhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$ nebst dessen reciprokem Werte $\frac{1}{y}$ in Betracht ziehen, und zwar:

A. für **mittelhohe** Überhitzung:

	zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
	wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
	mit $k =$	1,125	1,132	1,138	1,145	1,15	1,163	1,17	1,18	1,19	1,20
	zunächst $(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,355	0,31	0,29	0,27	0,24	0,22
	sodann $(p_i) =$	2,20	1,92	1,60	1,41	1,58	1,68	1,82	1,94	2,22	2,50
$y =$	$\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,95	0,94	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82
	$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22

B. für **sehr hohe** Überhitzung:

	zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
	wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5
	mit $k =$	1,15	1,16	1,175	1,19	1,20	1,21	1,225	1,23	1,24	1,25
	zunächst $(f) =$	0,59	0,52	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,25	0,23	0,205
	sodann $(p_i) =$	2,18	1,89	1,56	1,37	1,515	1,61	1,74	1,82	2,11	2,36
$y' =$	$\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,94	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,81	0,79	0,77
	$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,06	1,08	1,11	1,135	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30

Note. Zu den Füllungen $l_1/l = 0{,}15$ bis $0{,}25$ ist durchwegs die Spannung $p =$ 4 Atm. angenommen worden, da kleinere Spannungen heutzutage kaum zur Anwendung und die genannten Füllungen bei Heißdampfmaschinen ohnehin kaum in Betracht kommen; und sollten sie es auch, so sind die resultierenden Leistungsverhältnisse auch diesfalls hinreichend richtig.

Hiermit haben wir die indicierte Leistung der Heißdampfmaschinen aus jener der gleich bemessenen und (bezüglich der Füllung etc.) gleich eingerichteten, mit gesättigtem Dampfe betriebenen Maschinen ausmitteln gelernt.

Das betreffende Leistungsverhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ gestaltet sich je nach der Höhe der Überhitzung und je nach der der Maschine zukommenden Füllung

sehr verschieden und nimmt beiläufig Werte zwischen $0{,}_{95}$ und $0{,}_{80}$ an, d. h. **die Heißdampfmaschine leistet je nach Umständen um 5 bis 20 Procent weniger** als die gleiche „Naßdampfmaschine", als welche die gewöhnliche Maschine mit gesättigt gedachtem Dampfe analogisch und treffend zu bezeichnen wäre (wie dies ohnehin bereits geschieht).

Dieses Verhältnis $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ der indicierten Leistung kann mit hinlänglicher Annäherung auch für die Netto- oder Nutzleistung in Rechnung gebracht werden, d. h. man kann für practische Zwecke ohne weiteres auch

$$\frac{(N_n)}{N_n} = y$$

annehmen, so daß man (für die indicierte und Netto-Leistung zugleich geltend) auch

$$\frac{(N)}{N} = y$$

setzen könnte.

Für „sehr hohe" Überhitzung ist selbstverständlich y' anstatt y zu setzen.

Außer y (und y') ist in den obigen tabellarischen Zusammenstellungen auch der reciproke Wert $\frac{1}{y}$ $\left(\text{und } \frac{1}{y'}\right)$ überall angesetzt, und zwar aus zwei Rücksichten:

Hat man eine Heißdampfmaschine von bestimmter Leistung (N), in der Regel Netto, auszumitteln, so bestimme man zunächst die Leistung der gleich großen „Naßdampfmaschine"

$$N = \frac{N}{(N)}\,(N) = \frac{1}{y}\,(N)$$

und berechne sodann die Dimensionen etc. dieser Maschine nach den Regeln des Hilfsbuches (I. Band oder II. Bandes V. Abschnitt) für die betreffende Spannung, Füllung etc. samt dem Dampfconsum $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ zunächst für gesättigten Dampf; schließlich ergibt sich nach dem nun folgenden § 3 bezw. § 4 der Verbrauch an überhitztem Dampf.

Die Ansätze von $\frac{1}{y}$ $\left(\text{und } \frac{1}{y'}\right)$ haben aber auch noch einen anderweitigen Zweck, der zweiten angedeuteten Rücksicht entsprechend, wie wir sogleich (im § 3) sehen werden.

§ 3.

Theorie zur Ermittlung des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen.

Der im vorigen § 2 mitbeachtete reciproke Wert $\frac{1}{y}$ des Leistungsverhältnisses $y = \frac{(N_i)}{N_i}$ gibt uns (außer anderem) zugleich die Directive zur rechnungsmäßigen Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen (zunächst für unsere „mittelhohe" Überhitzung). Mit diesem Werte $\frac{1}{y}$ hätten wir nämlich den nutzbaren Dampfverbrauch C_i' für gesättigten Dampf zu multiplicieren, um den nutzbaren Dampfverbrauch (pro

indic. Pferd und Stunde) der gleich großen und gleich eingerichteten Heißdampfmaschine zu erhalten, — wenn der überhitzte Dampf nach seinem Eintritte in den Admissionscylinder (im Momente der Absperrung) ebenso dicht (specifisch schwer) wäre, wie der gleich gespannte gesättigte Dampf*). Da dies aber nicht zutrifft, haben wir die Größe $\frac{1}{y}$ erstlich mit dem Dichtenverhältnis der beiden genannten Dämpfe zu multiplicieren, um den richtigen Reductions-Coëfficienten für den nutzbaren Dampfverbrauch pro indic. Pferd und Stunde zu erhalten.

Zu diesem Zwecke bestimmen wir zunächst das Verhältnis der Dichte σ des überhitzten Dampfes **vor** seinem Eintritte in den Dampfcylinder von der (bekannten) Temperatur t zu der Dichte σ_0 des gleichgespannten gesättigten Dampfes von der (aus Fliegners Dampftabelle zu entnehmenden) Temperatur t_0; die Größe der Überhitzung $t - t_0$, welche für unsere **„mittelhohe" Überhitzung** 80° bis 120° C, im Mittel 100° C beträgt, bezeichnen wir mit Δt; es ist also

$$\Delta t = t - t_0.$$

Wegen der gleichen Spannung ist nach dem Gay-Lussacschen Gesetze

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t}.$$

Wenn wir naturgemäß nach einander folgend und abgerundet:

für große Füllungen die mäßige Spannung $p = 5$ Atm. mit $t_0 = 150°$ C
„ mittlere „ „ mittlere „ $p = 9$ „ „ $t_0 = 175°$ C
„ kleine „ „ hohe „ $p = 15$ „ „ $t_0 = 200°$ C

inbetracht ziehen und erstlich in allen diesen drei Fällen eine mittlere Überhitzung von 100° ins Auge fassen, und wenn wir anderseits

in dem ersten Falle (bei großer Füllung) eine kleine Überhitzung um 80° C
„ „ zweiten „ („ mittlerer „) „ mittlere „ „ 100° C
„ „ dritten „ („ kleiner „) „ größere „ „ 120° C

(dies alles für unsere **„mittelhohe"** Überhitzung um 80° bis 120°) zur Anwendung gebracht denken, so ergibt sich für das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ die folgende Zusammenstellung:

		bei großer Füllung	bei mittlerer Füllung	bei kleiner Füllung
	$p =$	5 Atm.	9 Atm.	15 Atm.
	$t =$	150°	175°	200°
erstlich	$\Delta t =$	100°	100°	100°
erstlich	$t = t_0 + \Delta t =$	250°	275°	300°
erstlich	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,81	0,82	0,83
anderseits	$\Delta t =$	80°	100°	120°
anderseits	$t = t_0 + \Delta t =$	230°	275°	320°
anderseits	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,84	0,82	0,83

*) Man bedenke, daß der nutzbare Dampfverbrauch nach der Menge und Dichte des bei der Admission in den Admissionscylinder eingetretenen Dampfes bemessen wird.

Hieraus sehen wir, daß bei unserer „mittelhohen" Überhitzung das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ für die äußersten Annahmen nur innerhalb der Grenzwerte $0{,}_{80}$ und $0{,}_{84}$ schwankt und bei weitem in der Regel von dem Mittelwerte $\mathbf{0{,}_{82}}$ nur unbedeutend abweicht, sodaß wir für unsere Betrachtung bei der „mittelhohen" Überhitzung ohne weiteres

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \mathbf{0{,}_{82}}$$

durchwegs in Rechnung bringen können. Dieser Ansatz besagt:

Bei „mittelhoher" Überhitzung besitzt der überhitzte Dampf (vor der Maschine) eine Dichte (oder ein specif. Gewicht) $= 0{,}_{82}$ der Dichte (oder des specif. Gewichtes) des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung.

Sobald dieser „mittelhoch" überhitzte Dampf in den Dampfverteilungskasten und sodann in den Admissionscylinder eintritt, kühlt er sich an den Wänden wesentlich ab, und zwar dürfen wir vorderhand annehmen, daß er bis zur vollendeten Admission, d. h. bis zu dem Momente der Dampfabsperrung im Mittel beiläufig die Hälfte seiner Überhitze einbüßt und mithin eine Dichte annimmt, welche zwischen der Dichte des ursprünglichen überhitzten Dampfes einerseits und jener des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung anderseits beiläufig in der Mitte liegt.

Das Dichtenverhältnis dieses in den Admissionscylinder eben eingetretenen Dampfes, welches für die Bemessung des nutzbaren Dampfverbrauches inbetracht kommt, wird unter solchen Umständen zwischen dem Werte $0{,}_{82}$ und der Einheit mitten dazwischen liegen und (abgerundet)

$$\mathbf{0{,}_{9}}$$

betragen.

Mit dieser Verhältniszahl $\mathbf{0{,}_{9}}$ haben wir den reciproken Wert $\frac{1}{y}$ des Leistungsverhältnisses y zu multiplicieren, um den möglichst richtigen Reductions-Coëfficienten z für den nutzbaren Dampfverbrauch bei „mittelhoher" Überhitzung zu erhalten.

Note. Mit der Annahme, daß der „mittelhoch" überhitzte Dampf nach vollendeter Admission (bis zum Momente der Absperrung) beiläufig die Hälfte von seiner Überhitze einbüßt, tun wir den kleinen Füllungen ein gewisses Unrecht an, denn wenn im Mittel (bei mittleren Füllungen) die Hälfte der Überhitze eingebüßt wird, so wird bei kleinen Füllungen (wegen der kleineren Abkühlungsfläche) um Einiges weniger als die Hälfte der Überhitze eingebüßt, und dies um so sicherer, da bei den kleinen Füllungen größere Überhitzen (innerhalb der Grenzen von 80° bis 120°) am Platze sind, als bei den mittleren und großen Füllungen. Wir werden dieses Unrecht erst bei dem Schlußresultate unserer Berechnung gut machen und kennzeichnen den Reductions-Coëfficienten $z = 0{,}_{9}\,\frac{1}{y}$ als „provisorisch".

Eine ähnliche Betrachtung, wie die eben vorhergehende für „mittelhohe" Überhitzung wollen wir nunmehr für „sehr hohe" Überhitzung (um 120° bis 160°, im Mittel um 140° C) anstellen.

Wenn wir wieder nacheinander folgend und abgerundet:

für große Füllungen die mäßige Spannung $p = 5$ Atm. mit $t_0 = 150°$ C
„ mittlere „ „ mittlere „ $p = 9$ „ „ $t_0 = 175°$ C
„ kleine „ „ hohe „ $p = 15$ „ „ $t_0 = 200°$ C

inbetracht ziehen und **erstlich** in allen diesen drei Fällen eine mittlere Überhitzung um 140° ins Auge fassen, und wenn wir **anderseits**

in dem ersten Falle (bei großer Füllung) die kleinere Überhitzung um 120° C
„ „ zweiten „ (bei mittlerer „) die mittlere „ „ 140° C
„ „ dritten „ (bei kleiner „) die größte „ „ 160° C
(dies alles für unsere „**sehr hohe**“ Überhitzung um 120° bis 160°)

zur Anwendung gebracht denken, so ergibt sich für das Dichtenverhältnis

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t}$$

die folgende Zusammenstellung:

		bei großer Füllung	bei mittlerer Füllung	bei kleiner Füllung
	$p =$	5 Atm.	9 Atm.	15 Atm.
	$t_0 =$	150°	175°	200°
erstlich	$\Delta t =$	140°	140°	140°
erstlich	$t = t_0 + \Delta t =$	290°	315°	340°
erstlich	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,75	**0,76**	0,77
anderseits	$\Delta t =$	120°	140°	160°
anderseits	$t = t_0 + \Delta t =$	270°	315°	360°
anderseits	$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} =$	0,78	**0,76**	0,75

Hieraus sehen wir, daß bei unserer „**sehr hohen**“ Überhitzung das Dichtenverhältnis $\frac{\sigma}{\sigma_0}$ für die äußersten Annahmen nur innerhalb der Grenzwerte 0,75 und 0,78 schwankt, und bei weitem in der Regel von dem Mittelwerte **0,76** nur unbedeutend abweicht, sodaß wir für unsere Betrachtung bei der „sehr hohen“ Überhitzung ohne weiteres

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \mathbf{0{,}76}$$

durchweg in Rechnung bringen können. Dieser Ansatz besagt:

Bei „sehr hoher“ Überhitzung besitzt der überhitzte Dampf bei der Maschine eine Dichte (oder ein specifisches Gewicht) = 0,76 der Dichte (oder des specifischen Gewichtes) des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung.

Sobald dieser „sehr hoch“ überhitzte Dampf in den Dampfverteilungskasten und sodann in den Admissionscylinder eintritt, kühlt er sich an den Wänden wesentlich (aber natürlicherweise relativ weniger als der vorhin behandelte „mittelhoch“ überhitzte Dampf) ab, und zwar dürfen wir vorderhand annehmen, daß er bis zu der vollendeten Admission, d. h. bis zu dem

Momente der Dampfabsperrung, im Mittel beiläufig ein Viertel seiner Überhitze einbüßt*) und mithin eine Dichte annimmt, welche zwischen der Dichte des ursprünglichen überhitzten Dampfes einerseits und der Dichte des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung anderseits, und zwar diesmal in $^1/_4$ der Entfernung von der erst genannten Dichte gelegen ist.

Das Dichtenverhältnis dieses in den Dampfcylinder eben eingetretenen Dampfes, welches für die Bemessung des nutzbaren Dampfverbrauches maßgebend ist, wird unter solchen Umständen zwischen $0{,}_{76}$ und der Einheit derart dazwischen liegen, daß es bei der Vierteilung dieses Intervalls ($1{,}_{00} - 0{,}_{76} = 0{,}_{24}$) der Größe $0{,}_{76}$ zunächst liegt; d. h. von den um die Differenz $^1/_4\, 0{,}_{24} = 0{,}_{06}$ nacheinander fortschreitenden Werten

$$0{,}_{76} \qquad 0{,}_{82} \qquad 0{,}_{88} \qquad 0{,}_{94} \qquad 1{,}_{00}$$

ist der zweite $0{,}_{82}$ als das annähernd richtige Dichtenverhältnis hier (für „sehr hohe“ Überhitzung) gültig.

(Für die „mittelhohe“ Überhitzung ergab sich das annähernd richtige Dichtenverhältnis $0{,}_9$ aus dem ursprünglichen $0{,}_{82}$; die zufällige numerische Übereinstimmung, $0{,}_{82}$ dort und $0{,}_{82}$ hier, jedoch in verschiedener Bedeutung, wird wohl niemanden beirren.)

Mit der Annahme, daß der „hoch überhitzte“ Dampf bis zur Vollendung der Admission beiläufig ein Viertel seiner Überhitze einbüßt, tun wir den kleinen Füllungen in gleicher Weise ein Unrecht an, wie dies bei dem „mittelhoch“ überhitzten Dampfe geschah, während wir die großen Füllungen (da und dort) in gleichem Maße begünstigen. Wenn im Mittel (bei mittleren Füllungen) ein Viertel der Überhitze eingebüßt wird, so muß diese Einbuße bei kleinen Füllungen (wegen der kleineren Abkühlungsfläche) weniger und bei großen Füllungen (wegen der größeren Abkühlungsfläche) mehr als ein Viertel der Überhitze betragen und dies um so sicherer, da bei den kleinen Füllungen größere Überhitzen (innerhalb der Grenzen von 120° bis 160°) am Platze sind als bei den mittleren und großen Füllungen.

Wir werden jenes „Unrecht“ ebenso wie diese unstatthafte „Begünstigung“ bei dem Schlußresultate unserer Berechnung paralysieren, und kennzeichnen auch hier (bei „sehr hoher“ Überhitzung) den Reductions-Coëfficienten $z' = 0{,}_{82}\,\frac{1}{y}$ als „provisorisch“.

Die definitiven (corrigierten) Reductions-Coëfficienten z für die „mittelhohe“ und z' für die „sehr hohe“ Überhitzung werden wir in der folgenden „Zusammenstellung“ sofort ansetzen und sodann erklären.

Zusammenstellung der Werte der Reductions-Coëfficienten z und z' für den nutzbaren Dampfverbrauch pro indic. Pferd und Stunde.

---

*) Leider ist die Dampftemperatur in diesem Momente (d. i. die Temperatur des in den Cylinder eben eingetretenen Dampfes) in keiner Weise practisch zu ermitteln, denn wir haben noch kein geeignetes „Moment-Thermometer“ (und werden ein solches wohl nie besitzen —), weshalb wir uns mit einer beiläufigen und für die Rechnung möglichst einfachen Schätzung bezw. Annahme begnügen müssen, wie dies bei der „mittelhohen“ Überhitzung bereits geschehen ist.

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

		$\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
mittelhohe Überhitzung 80° bis 120°		$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18
	provis. $z = 0{,}9$	$\frac{1}{y}$ =	0,95	0,97	**1,00**	1,03	1,065
	definitiv	z =	**0,97**	**0,98**	**1,00**	**1,01**	**1,03**
sehr hohe Überhitzung 120 bis 160°		$\frac{1}{y'}$ =	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24
	provis. $z' = 0{,}82$	$\frac{1}{y'}$ =	0,89	0,91	**0,94**	0,98	1,02
	definitiv	z' =	**0,91**	**0,93**	**0,94**	**0,96**	**0,98**

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

		$\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
mittelhohe Über-hitzung 80° bis 120°		$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22
	provis. $z = 0{,}9$	$\frac{1}{y}$ =	0,95	0,96	0,98	0,99	**1,00**	1,03	1,04	1,05	1,07	1,10
	definitiv	z =	**0,97**	**0,98**	**0,99**	**1,00**	**1,00**	**1,01**	**1,02**	**1,03**	**1,04**	**1,05**
sehr hohe Über-hitzung 120° bis 160°		$\frac{1}{y'}$ =	1,06	1,08	1,11	1,14	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30
	provis. $z' = 0{,}82$	$\frac{1}{y'}$ =	0,87	0,88	0,91	0,93	**0,95**	0,98	1,00	1,02	1,03	1,06
	definitiv	z' =	**0,91**	**0,92**	**0,93**	**0,94**	**0,95**	**0,96**	**0,97**	**0,98**	**0,99**	**1,01**

Die „definitiven“ Werte der Reductions-Coëfficienten z und z' sind aus den „provisorischen“ in der höchst einfachen Weise abgeleitet worden, daß aus den (fettgedruckten) provisorischen Mittelwerten und aus den übrigen Zahlen der betreffenden Zeile die arithmetischen Mittel bestimmt und in der jeweiligen „definitiven“ Zeile mit fetten Lettern angesetzt wurden.

Daß durch diese arithmetisch so einfache Prozedur nach allem Ermessen das möglichst Richtige erzielt worden ist, ersieht man aus der folgenden Bemerkung, welche man durch die Ausführung einiger geometrischen Proportionen controlieren, bezw. als richtig finden kann.

In Gemäßheit der definitiven (fettgedruckten) Werte von z wird bei der **mittelhohen** Überhitzung (um 80° bis 120°) der überhitzte Dampf während der Admission abgekühlt:

1. bei den kleinsten Füllungen um (beiläufig) $^1/_4$ seiner Überhitze,
2. „ „ mittleren „ „ „ $^1/_2$ „ „
3. „ „ größten „ „ „ 0,7 „ „

hingegen erfährt der überhitzte Dampf bei **sehr hoher** Überhitzung eine Einbuße:

1. bei den kleinsten Füllungen von beiläufig 0,15 seiner Überhitze,
2. „ „ mittleren „ „ „ $^1/_4$ „ „
3. „ „ größten „ „ „ 0,35 „ „

Diese Temperatur-Einbußen während der Admission allein*) erscheinen im allgemeinen ganz sachgemäß und dürften nur, insofern sie die „sehr hohe“ Überhitzung betreffen, um eine Kleinigkeit unterschätzt sein, was jedoch für unseren Zweck durchaus nicht von Belang ist**).

§ 4.
Die Dampfverluste und der Gesamtdampfverbrauch der Heißdampfmaschinen.

Nunmehr haben wir für die Heißdampfmaschinen einerseits (in § 2) die Leistung, anderseits (in § 3) den nutzbaren Dampfverbrauch, und zwar auf Grund der Beträge dieser beiden Größen bei den Naßdampfmaschinen ausmitteln gelernt, wodurch wohl alles dasjenige, was für diese modernen Maschinen auf dem theoretischen Wege eruiert werden kann, für die Anwendung zur Genüge erledigt erscheint. Denn worüber für die practische Berechnung noch abzuhandeln ist, betrifft vornehmlich und fast ausschließlich die Dampfverluste, welche aus den Verlusten der Naßdampfmaschinen mehrweniger nur empirisch abgeleitet werden können; die Theorie versagt uns da den Dienst.

Bezüglich des nutzbaren Dampfverbrauches ist zum Vorschein gekommen, daß derselbe im rohen Durchschnitte (für mittelgroße Füllungen) bei der „mittelhohen“ Überhitzung (um 80° bis 120°) beiläufig ebensogroß ist, bei „sehr hoher“ Überhitzung (um 120° bis 160°) aber um 5% (circa) kleiner ausfällt, als bei den Naßdampfmaschinen, obwohl die Leistung der Heißdampfmaschinen — abermals im rohen Durchschnitte — (für mittelgroße Füllungen) bei „mittelhoher“ Überhitzung um (circa) 10%, bei „sehr hoher“ Überhitzung jedoch um (circa) 15% kleiner ausfällt, als bei den Naßdampfmaschinen. Dies erklärt sich selbstredend dadurch, daß der minderen Leistung der Heißdampfmaschine die kleinere Dichte des Admissionsdampfes zur Seite oder vielmehr gegenübersteht, wodurch betreffs des nutzbaren Dampfverbrauches pro Pferd und Stunde der erwähnte Ausgleich herbeigeführt wird.

Aus diesem Verhalten des nutzbaren Dampfverbrauches geht aber sofort der sehr bedeutende ökonomische Vorteil des Heißdampfes gegenüber dem gesättigten (oder vielmehr nassen) Dampfe klar hervor; denn während die Heißdampfmaschine (im rohen Durchschnitte) an nutzbarem Dampfe höchstens ebenso viel verbraucht, wie die Naßdampfmaschine, erspart die erstere den

*) Es ist selbstverständlich, daß außer den angeführten Einbußen an Überhitze während der Admission im weiteren Verlaufe noch anderweitige wesentliche Einbußen (durch Abkühlung) vorkommen, und zwar insbesondere bei den Einmal-Expansionsmaschinen die Abkühlung während der Expansion; bei den Zweimal- und Dreimal-Expansionsmaschinen die Abkühlungen während der Expansion im Hochdruck-Cylinder, dann bei dem Dampfübertritte in den zweiten Cylinder, bei der Admission und Expansion in diesem zweiten Cylinder usw., was hier weiterhin nicht zu erörtern ist.

**) Immerhin werden wir jedoch in dem folgenden 2. Kap. (definitive Berechnung) diesem Umstande Rechnung tragen, indem wir bei der „sehr hohen“ Überhitzung (um 120° bis 160°) die Temperatur-Einbuße am Schlusse der Admission bei mittelgroßen Füllungen mit ein drittel (anstatt ein viertel) der Überhitzung annehmen (schätzen) werden, und es wird sich herausstellen, daß diese Änderung in der Annahme auf die Rechnungs-Resultate einen so geringen Einfluß ausübt, daß die betreffende Differenz für die practische Anwendung kaum der Beachtung wert ist. Es ist eben (glücklicherweise) die (in Ermangelung eines „Moment-Thermometers“) unvermeidliche Schätzung der in Rede stehenden Temperatur-Einbuße nicht besonders heikeliger Natur; es genügt vielmehr, daß hierin kein grober Verstoß begangen wird. —

bei weitem größeren, in der Regel jedoch den größten Teil derjenigen Dampfverluste, welche bei gesättigt gedachtem Dampfe aus der Abkühlung (und hiermit verbundenen Condensation) in der Dampfleitung, in dem Admissionscylinder während der Admission und Expansion, bei Mehrmal-Expansionsmaschinen weiters in dem Receiver, in dem zweiten Cylinder während der Admission und Expansion etc. entspringen.

Allerdings wird der Ersparnis an Dampfverlusten (nach Umständen auch der gleichzeitigen Ersparnis an nutzbarem Dampfe) und der hiernach zu bemessenden Brennstoffersparnis derjenige Mehrbedarf an Brennstoff entgegenzuhalten sein, welchen der Dampfüberhitzer für sich in Anspruch nimmt.

Insoweit jedoch nur ein einziger Überhitzer vorhanden ist und durch die Verbrennungsgase der Kesselheizung mitgeheizt wird, wird derselbe nur sehr mäßige Procente der durch die Kesselheizung erzeugten Wärmemenge absorbieren, und ist eine Brennstoffersparnis in mehr oder weniger bedeutendem Maße zu gewärtigen.

Weit weniger vorteilhaft wird sich die Überhitzung des Dampfes erweisen, wenn dieselbe durch einen separat und direct geheizten Überhitzer bewerkstelligt werden sollte, oder wenn behufs Forcierung der Überhitzung ein direct geheizter Receiver zwischen den Hochdruck- und Niederdruck-Cylinder einer Zweimal-Expansionsmaschine eingeschaltet wird, wie dies bereits in § 1 angedeutet wurde.

Was indes den Dampfverbrauch an und für sich — ohne Rücksicht auf den Brennstoff — anbetrifft, so wird das Vorhergehende, wie das Nachfolgende mit einer gewissen und wohl hinreichenden Annäherung Geltung haben, gleichgültig, ob die betreffende „mittelhohe“ oder „sehr hohe“ Überhitzung durch einen ordentlichen „indirecten“ (mitgeheizten) oder aber durch einen minder vorteilhaften directen (besonders geheizten) Überhitzer bewirkt wird.

Wir haben es hier zunächst mit demjenigen Anteile an dem Gesamtdampfverbrauche zu tun, den wir gemeiniglich für den gesättigten (oder vielmehr nassen) Dampf als „Abkühlungsverlust“ benennen und pro indic. Pferd und Stunde mit C_i'' bezeichen.

Schon aus dem Umstande, daß bei den Heißdampfmaschinen in dem Expansions-Gesetze

$$p\,v^k = \text{Const.}$$

der Exponent k (nach den Studien von Hofrat Dörfel und Prof. Schröter) den adiabatischen Wert $1{,}_{33}$ (für absolut trockenen Dampf) nie erreicht, ja in der Regel sehr ansehnlich unter diesem Werte zurückbleibt, geht unzweifelhaft hervor, daß auch bei diesen Maschinen Abkühlungen bis zur partiellen Condensation stattfinden, daß also auch die Heißdampfmaschinen von einem „Abkühlungsverlust“ (als Condensationsverlust) fast nie ganz frei sind, ja in der Regel (namentlich bei „mittelhoher“ Überhitzung) einen ziemlich ansehnlichen (wenn auch gegen C_i'' bei Naßdampfmaschinen wenig bedeutenden) Abkühlungsverlust aufweisen. Dasselbe geht auch aus den obigen, wenn auch nur schätzungsmäßigen Angaben über die Temperatur-Einbußen bei der Admission (am Schluß von § 3) hervor, umsomehr, da diese Angaben teilweise eher etwas zu niedrig als zu hoch gegriffen zu sein scheinen.

Wie groß aber dieser den Heißdampfmaschinen denn doch anhaftende Anteil an dem Abkühlungsverlust C_i'' in der Tat ist, läßt sich (wenigstens

vorderhand) weder theoretisch noch empirisch (durch Versuche) genau feststellen.

Die Größe des nutzbaren Dampfverbrauches haben wir für die Heißdampfmaschinen in dem vorigen § 3 mit einer für die Anwendung hinreichenden Genauigkeit (oder wenigstens hinlänglichen Annäherung) ermitteln gelernt. Der Gesamtdampfverbrauch ergibt sich — für einen Calcul ziemlich unbestimmt, weil schwankend — aus einzelnen abgeführten Versuchen. Der rechnungsmäßige Unterschied zwischen dem (schwankenden) Gesamtverbrauch und dem (hinlänglich annähernden) nutzbaren Verbrauche gehört den Dampfverlusten an und ist somit die Summe aus dem Abkühlungsverlust und dem Dampflässigkeitsverlust. Wenn nun Behauptungen dazu kommen einmal, „unsere Maschinen haben keinen Abkühlungsverlust", das anderemal, „unsere Maschinen haben keinen Dampflässigkeitsverlust", dann ist es in der Tat schwer, den tatsächlich vorhandenen Unterschied zwischen dem Gesamtverbrauch und dem nutzbaren Verbrauch auf die ebenfalls tatsächlichen Verlustquellen (Abkühlung und Dampflässigkeit) entsprechend zu verteilen. Streng genommen ständen wir da vor einem „non possumus".

Weil wir es aber hier dennoch „können müssen", so schätzen wir, indem wir gewohntermaßen lieber etwas ungünstig und (für eine etwaige Garantie) sicher, als optimistisch und (durch Knappheit) gewagt rechnen wollen, den Abkühlungs- und den Dampflässigkeitsverlust, wie folgt.

Der Abkühlungsverlust.

Selbstverständlich werden wir, wie dies bei dem nutzbaren Dampfverbrauche bereits geschehen, den Abkühlungs- als Condensationsverlust der Heißdampfmaschinen auf jenen der Naßdampfmaschinen beziehen und kennzeichnen dessen Größe für den Heißdampf wieder durch eine Klammer — also (C_i'') — gegenüber C_i'' für den gesättigten (nassen) Dampf.

Vor allem müssen wir (C_i'') im Verhältnis zu C_i'' bei einer Zweicylinder-Maschine bedeutend höher und bei einer Dreicylinder-Maschine noch viel höher schätzen, als bei einer einfachen Maschine, denn je mehr Dampfcylinder vorhanden sind, desto mehr (nahe in demselben Verhältnisse) ist die Gelegenheit zur Abkühlung und eventuellen Condensation geboten*).

Demnach schätzen wir (ohne natürlich etwas abweichenden Schätzungen anderer im Wege zu sein) mit der motivierten mäßigen Überschätzung den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust bei den Heißdampfmaschinen mit „mittelhoher" Überhitzung (um etwa 80° bis 120° C), und zwar:

bei Eincylinder-Masch. auf 10 % von C_i'', d. h. $(C_i'') = 0{,}10\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ „ 20 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}20\ C_i''$
„ Dreicylinder- „ „ 30 % „ „ „ $(C_i'') = 0{,}30\ C_i''$

Bei „sehr hoher" Überhitzung könnten wir für die Eincylinder-Maschine auch bei dem kleinsten diesbezüglichen Überhitzungsgrade von 120° C (wovon laut Zeile 3 S. 20 (unten) während der Admission bloß etwa 42° oder etwas mehr an Überhitze eingebüßt werden) den Abkühlungsverlust füglich = 0 setzen — und wer will, mag es auch wirklich tun —, aber wir wollen zum

*) Das etwaige Vorhandensein eines besonderen „directen" Überhitzers zwischen den beiden Cylindern einer Zweicylinder-Maschine lassen wir hier vorderhand unbeachtet, und es kann dieser (bezüglich des Brennstoff-Verbrauches) zweifelhaft vorteilhaften Einrichtung durch eine minderhohe Schätzung von (C_i'') Rechnung getragen werden.

Zwecke der angestrebten Vorsicht und Rechnungssicherheit, eventuell zu Garantiezwecken, auch diesfalls einen kleinen, und zwar 5 procentigen Abkühlungsverlust in Rechnung bringen und nehmen bei den Heißdampfmaschinen mit „sehr hoher“ Überhitzung (um 120° bis 160°) den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust rechnungsmäßig an, wie folgt:

bei Eincylinder-Masch. mit 5% von C_i'', d. h. $(C_i'') = 0{,}05\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ „ 10% „ „ „ $(C_i'') = 0{,}10\ C_i''$
„ Dreicylinder „ „ 15% „ „ „ $(C_i'') = 0{,}15\ C_i''$

Wenn man sich bei der Berechnung des Dampfverbrauches keinen Illusionen hingeben will, so wird man unsere Ansätze von C_i'' durchaus nicht zu hoch finden! Im Gegenteil wird man — namentlich wenn man den berechneten Dampfverbrauch zu garantieren hat — wohlweislich und sicherheitshalber eine Kleinigkeit (z. B. 0,1 oder 0,2 kg) noch zuschlagen.

Zusätzliche Bemerkung.

Außer der „mittelhohen“ Überhitzung (80° bis 120°) und der „sehr hohen“ Überhitzung (120° bis 160°) könnte man noch eine „mäßige“ Überhitzung um weniger als 80° in Betracht ziehen, wobei sowohl der nutzbare Dampfverbrauch als auch der Abkühlungsverlust größer ausfallen würden als bei der „mittelhohen“ Überhitzung. Um hierfür (vorderhand) nicht besondere (größere) Werte des Reductions-Coëfficienten z für den nutzbaren Dampfverbrauch ableiten zu müssen, kann man die Werte von z für die „mittelhohe“ Überhitzung auch für die „mäßige“ Überhitzung in Anwendung bringen, muß aber sodann den Abkühlungsverlust in gesteigertem Maße größer annehmen, indem man für denselben etwa

bei Eincylinder-Maschinen 25% von C_i'', d. h. $(C_i'') = 0{,}25\ C_i''$
„ Zweicylinder- „ 40% „ „ „ $(C_i'') = 0{,}40\ C_i''$
„ Dreicylinder- „ 55% „ „ „ $(C_i'') = 0{,}55\ C_i''$

in Rechnung bringt.

Allerdings hat solch eine „mäßige“ Überhitzung bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen keinen rechten Sinn, indem sie diesfalls zu wenig ausgeben wird.

Der Dampflässigkeitsverlust.

Die rechnungsmäßige Bestimmung des stets vorhandenen, aber ungemein schwankenden „Dampflässigkeitsverlustes“ ist bei allen Maschinenarten eine höchst problematische Sache. Abgesehen von „sichtlicher“ Dampflässigkeit, welche den betreffenden Verlust füglich unberechenbar macht, bei guten Maschinen jedoch zu vermeiden ist, kann man den Dampflässigkeitsverlust gewöhnlicher (guter) Naßdampfmaschinen mittels Tab. V' (S. 47 des tabellarisch-theoretischen Teiles des vorliegenden Hilfsbuches) beurteilen. Von dieser Tabelle dürfen wir wohl auch bei gewöhnlichen (guten) Heißdampfmaschinen Gebrauch machen.

Jedoch die dortige Bemerkung, daß bei exacten Maschinen dieser Anteil der Dampfverluste „selbst um die Hälfte herabgemindert werden kann“, müssen wir bei den Heißdampfmaschinen um so mehr, da dieselben vorwiegend als exacte Maschinen in Betracht zu ziehen sind, mit einiger Reserve aufnehmen.

Es ist hinreichend bekannt, daß der überhitzte Dampf in einem bedeutenden Maße „flüssiger“ ist, als der gesättigte oder gar der (wirklich zur

Anwendung kommende) nasse Dampf. Aus dieser Rücksich ist der überhitzte Dampf in Leitungen und Kanälen zu einer bedeutend größeren Geschwindigkeit geeignet, als der nasse Dampf*). Aus eben diesem Grunde der „Leichtflüssigkeit" wird aber der überhitzte Dampf auch alle (unwillkürlich) etwa vorhandenen Lücken und Spielräume am Dampfkolben, an den Dampfverteilungsorganen (namentlich Ventilen) etc. mit einer größeren Geschwindigkeit durchströmen, als der nasse Dampf, d. h. der Dampflässigkeitsverlust wird sich bei der Heißdampfmaschine größer gestalten als bei der Naßdampfmaschine, und dies um so mehr, da der Heißdampf an den Maschinenorganen im allgemeinen bedeutend größere Deformationen verursacht, wodurch die erwähnten Lücken und Spielräume an Größe gewinnen und somit die Menge des entwichenen Dampfes wesentlich anwächst; bei der Ventilsteuerung kann dieses Anwachsen des Dampflässigkeitsverlustes selbst auch verhängnisvoll und zum mindesten sehr unangenhm werden.

Wir möchten „den Teufel nicht an die Wand malen" und wollen vielmehr die erwähnten schädlichen Deformierungen durch passende constructive Hilfsmittel paralysiert voraussetzen; der unvermeidlichen gesteigerten Flüssigkeit des Heißdampfes wollen wir jedoch mindestens bei den „exacten" Maschinen, für welche unsere sonstige Bemessung des Dampflässigkeitsverlustes (mit $^1/_2$ des Verlustes der gewöhnlichen, guten Maschinen) gar leicht zu knapp bemessen erscheinen könnte, dadurch Rechnung tragen, daß wir den Dampflässigkeitsverlust der „exacten" Heißdampfmaschinen auf drei Viertel dieses Verlustes bei den gewöhnlichen guten Maschinen anschlagen.

Um dem Rechnenden diese wenn auch einfache Reduction und zugleich das Nachschlagen in einem andern Bande zu ersparen, folgt hier am Schlusse in § 10 eine besondere Tabelle über den rechnungsmäßigen „Dampflässigkeitsverlust exacter Heißdampfmaschinen".

Da die Heißdampfmaschinen wohl vorwiegend als „exacte" Maschinen in unserem Sinne ausgeführt werden, so wollen wir von dieser neuen Tabelle auch vorwiegend Gebrauch machen, und wenn irgend ein Anlaß zur Befürchtung einer namhafteren Dampflässigkeit vorhanden sein sollte, kann man nach dortiger Bemerkung einen entsprechenden Zuschlag in Anwendung bringen.

Eine sichtlich bedeutende Dampflässigkeit, welche die Anwendung des Heißdampfes geradezu illusorisch machen würde, müssen wir allerdings ganz unberücksichtigt lassen, weil sie sich auch ohnedies jeder Berechnung entzieht.

Die Summe aus dem nutzbaren Dampfverbrauch (C_i') und den beiden Dampfverlusten (C_i'') und (C_i''') bildet bei den Heißdampfmaschinen — wenn man von dem etwaigen Dampflässigkeitsverlust der Dampfleitung, welcher

*) Vermöge dieses Umstandes braucht trotz der geringeren Leistung, welche dem überhitzten Dampfe bei einer vorhandenen Maschine im Vergleiche mit dem gesättigten Dampfe eigen ist, eine herzustellende Heißdampfmaschine für eine gewisse Leistung durchaus nicht größer auszufallen als die äquivalente Naßdampfmaschine, wenn man die Kolbengeschwindigkeit der Heißdampfmaschine in dem betreffenden Verhältnisse größer macht als jene der Naßdampfmaschine.

heutzutage verschwindend klein gemacht werden kann, absieht — den totalen Dampfverbrauch und zugleich die Speisewassermenge.

Hingegen kommt bei den Naßdampfmaschinen zu dem analogen Dampfverbrauch $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der Leitungsverlust nebst dem Nässegehalte des Dampfes (d. i. das aus dem Kessel mechanisch mitgerissene Wasser) additiv hinzu; erst diese Total-Summe ist mit dem obigen totalen Dampfverbrauch $(C_i) = (C_i') + (C_i'') + (C_i''')$ der Heißdampfmaschinen zu vergleichen, um die Vorteilhaftigkeit derselben bezüglich des Dampfverbrauches zu ermitteln.

Auf der andern Seite kommt jedoch bezüglich des Brennstoffverbrauches die zur Überhitzung des Dampfes notwendige Wärmemenge und der derselben äquivalente Brennstoff-Mehrverbrauch in bereits erwähnter Weise der Heißdampfmaschine „zur Last“ zu schreiben. Diese ökonomische „Anlastung“ ist bei dem indirect geheizten (durch die Kesselfeuerung mitgeheizten) Überhitzer verhältnismäßig nicht bedeutend, bei dem directen (besonders geheizten) Überhitzer aber sehr bedeutend, weshalb über die „directen“ Überhitzer mitunter überhaupt ein absprechendes Urteil gefällt wird.

Der Grund dieser Aburteilung liegt, wie bereits angedeutet wurde, darin, daß dem directen Überhitzer die gesamten Wärmeverluste einer ganzen besonderen Ofenheizung anhaften, während bei dem indirecten Überhitzer diese Wärmeverluste (hauptsächlich die in die Esse abziehende Wärme und die fortwährende Abkühlung des Kesselmauerwerkes nach außen betreffend) lediglich den Dampfkessel an sich angehen und den Überhitzer beinahe unbehelligt lassen. Hiernach ist auch ein zweiter, zwischen dem Admissions- und Expansionscylinder einer Mehrcylinder-Maschine eingeschalteter „directer“ Überhitzer im allgemeinen zu vermeiden, weil durch einen solchen zwar der Dampfverbrauch, keineswegs aber der Brennstoffverbrauch (vermöge der großen Wärmeverluste einer jeden einzelnen Heizanlage) lohnend herabgemindert wird.

Hieraus wird sodann gefolgert, daß der directe, besonders geheizte Überhitzer nur dann gerechtfertigt ist, wenn aus localen Rücksichten die Entfernung der Maschine von der Kesselanlage sehr groß ist und vielleicht hundert Meter oder mehr beträgt. Da jedes Hundert wenigstens 50° der etwa vorhandenen (indirect erzeugten) Überhitze absorbiert, so würde der Dampf je nach Umständen entweder nur sehr wenig oder aber gar nicht überhitzt in die Maschine treten. Diesem Übelstande kann sodann nur ein directer, nahe an der Maschine angebrachter Überhitzer abhelfen.

Wenn wir nun unter solchen Umständen und überhaupt in allen Fällen, welche die indirecte Überhitzung als irgend unzweckmäßig oder auch unzulässig erscheinen lassen, den „directen“ Überhitzer nahe der Maschine (allerdings nur als ein „notwendiges“ Übel) für gerechtfertigt ansehen wollen, so können wir die Unvorteilhaftigkeit desselben, im Falle wir es (wie in der Regel) mit einer Mehrcylinder-Maschine zu tun haben, in sehr bedeutendem Maße dadurch vermindern, daß wir diesmal **zwei Überhitzer in einem einzigen Ofen** combinieren derart, daß der erste sehr ausgiebige Überhitzer für die Admission die erste Hitze der Ofenfeuerung für sich in Anspruch nimmt; aus dem Admissionscylinder (bei der Dreicylinder-Maschine

eventuell aus dem Mitteldruckcylinder) würde der bereits sehr abgekühlte Dampf in den zweiten Überhitzer, welchem die zweite (geringere) Hitze der Ofenfeuerung zuteil wird, zur nochmaligen (mäßigen) Überhitzung und sodann in den Expansionscylinder gelangen. Die hiermit zur Erwägung empfohlene Einrichtung wäre geeignet, das Minimum des Dampfverbrauches unter den ungünstigsten Verhältnissen zu erreichen und besäße den Nachteil der directen Überhitzung nur zur Hälfte, indem sich um die Wärmeverluste der betreffenden Ofenheizung zwei Überhitzer teilen, während obendrein diese Wärmeverluste viel geringer als bei einem einzigen Überhitzer ausfallen, indem die Verbrennungsgase zweimal zur Wirkung gelangen und mit einer viel kleineren Temperatur in die Esse entweichen.

Kurz gesagt: Während ein einzelner direct geheizter Überhitzer (in betreff des Brennstoffverbrauches) immer unvorteilhaft ist, kann die Combination zweier solcher Überhitzer in **einem** Ofen unter Umständen relativ recht vorteilhaft sich gestalten.

Ich halte diesen meinen Vorschlag (gleichgültig ob er neu ist oder nicht) unter den angegebenen Umständen — wenn eine bedeutende Entfernung der Maschine von der Kesselanlage nicht zu vermeiden ist, oder wenn überhaupt aus irgend welchen Gründen die indirecte Überhitzung vermieden werden will — für die Anwendung als empfehlenswert; unter allen andern Verhältnissen wird aber die Anordnung eines einzigen ausgiebigen Überhitzers in den Feuerzügen der Kesselheizung betriebsökonomisch (mit Rücksicht auf den Brennstoffverbrauch) das allerbeste sein.

§ 5.

Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen nach der vorläufigen Abhandlung.*)

Wir beziehen alle Bestimmungsgrößen für die Heißdampfmaschinen auf jene, welche die Naßdampfmaschinen betreffen, und kennzeichnen dieselben für Heißdampf durch eine Klammer; demnach ist:

(N_i) d. indic. Leistung u. (C_i') d. nutzbare Dampfverbrauch e. Heißdampfmasch.
N_i „ „ „ „ C_i' „ „ „ „ gleichen Naßdampfmaschine usw.

Die Größe der Überhitzung beurteilen wir nach der Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

wobei t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 die Temperatur des gleichgespannten gesättigten Dampfes bezeichnet. Die Heißdampf-Temperatur ist immer nächst der Maschine (nicht nächst des Kessels) gemeint.

Wir unterscheiden (außer einer „mäßigen“, noch nebenbei zu erwähnenden Überhitzung):

*) Wir empfehlen selbst denjenigen, denen zum theoretischen Studium die Zeit mangelt, die betreffende in § 1 bis 4 enthaltene Abhandlung einmal mindestens flüchtig durchzulesen, denn in dieser kurzen Anleitung können wir nicht alles anführen, was zu einer rationellen Berechnung notwendig ist. Im 2. Kap. folgt übrigens die Anleitung zur detaillierteren (definitiven) Berechnung, welche die Kenntnis des Textes von § 1 bis 4 ebenfalls voraussetzt.

A. eine **„mittelhohe“** Überhitzung um etwa $\Delta t = 80°$ bei großen Füllungen, um $\Delta t = 100°$ bei mittleren und um 120° bei kleinen Füllungen;

B. eine **„sehr hohe“** Überhitzung, um etwa $\Delta t = 120°$ bei großen, 140° bei mittleren und 160° bei kleinen Füllungen.

Es ist zuvörderst:

A. für „mittelhohe“ Überhitzung:

$$(N_i) = y\,N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y}(N_i)$$

$$(C_i') = z\,C_i'$$

B. für „sehr hohe“ Überhitzung:

$$(N_i) = y'\,N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y'}(N_i)$$

$$(C_i') = z'\,C_i'$$

Hierbei haben die Coëfficienten y und y', dann z und z' die folgenden Werte:

I. bei **Auspuff**-Maschinen:

A. **Mittelhohe** Überhitzung:

für $\frac{l_1}{l} =$	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Δt beiläuf. =		80°	80°	90°	100°	110°	120° Cels.
$y = \frac{(N_i)}{N_i} =$	0,97	0,96	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,03	1,04	1,05	1,08	1,11	1,14	1,18
$z =$	0,95	0,96	0,97	0,98	1,00	1,01	1,03
+ oder — %	— 5	— 4	— 3	— 2	0	+ 1	+ 3 Proc.

B. **Sehr hohe** Überhitzung:

Δt beiläuf. =		120°	120°	130°	140°	150°	160° Cels.
$y' = \frac{(N_i)}{N_i} =$	0,95	0,94	0,93	0,91	0,87	0,84	0,81
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)} =$	1,05	1,06	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24
$z' =$	0,90	0,91	0,91	0,93	0,94	0,96	0,98
+ oder — %	— 10	— 9	— 9	— 7	— 6	— 4	— 2 Proc.

Die Größen für $l_1/l = 0,333$ und 0,3 sind hier nur schätzungsweise angesetzt (nicht besonders berechnet).

II. bei **Condens.**-Maschinen:

A. **Mittelhohe** Überhitzung:

für $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\varDelta t$ beiläuf. =	80°	85°	90°	95°	100°	100°	105°	110°	115°	120° Cels.
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,95	0,94	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,22
z =	0,97	0,98	0,99	1,00	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
+ oder − %	−3	−2	−1	0	0	+1	+2	+3	+4	+5 Proc.

B. **Sehr hohe** Überhitzung:

$\varDelta t$ beiläuf. =	120°	125°	130°	135°	140°	140°	145°	150°	155°	160° Cels.
$y' = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,94	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,81	0,79	0,77
$\frac{1}{y'} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,06	1,08	1,11	1,135	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26	1,30
z' =	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,01
+ oder − %	−9	−8	−7	−6	−5	−4	−3	−2	−1	+1 Proc.

Zusatz (zur leichten Bestimmung der Überhitzung).

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

t_0 zugehörige Temperatur des gesättigten Dampfes;

t jeweilige „ „ überhitzten „

$\varDelta t = t - t_0$ jeweilige Überhitzung.

zu p =	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14 Atm.
t_0 =	143°	151°	158°	164°	169°	174°	179°	183°	187°	171°	193° Cels.

Z. B. für eine Condens.-Maschine, welche mit einer Spannung $p = 10$ Atm. bei einer Füllung $l_1/l = 0{,}07$ arbeitet, liefert der Überhitzer einen Dampf von $t = 280°$ C; zu $p = 10$ Atm. ist (abgerundet) $t_0 = 180°$; somit $\varDelta t = t - t_0 = 100°$, dies ist (in Anbetracht von 105° zu $l_1/l = 0{,}07$ unter A) fast genau unsere „mittelhohe" Überhitzung. Wenn der Überhitzer $t = 300°$ erzeugen würde, so wäre $\varDelta t = t - t_0 = 120°$; dies ist nicht ganz der Mittelwert zwischen 105° und 145° obiger Beträge von $\varDelta t$ (für $l_1/l = 0{,}07$), daher steht diese Überhitzung zwischen unserer „mittelhohen" und „sehr hohen" beiläufig in der Mitte. Hätte aber der Heißdampf bloß $t = 250°$, so wäre $\varDelta t = t - t_0 = 70°$; gegenüber 105° bei unserer „mittelhohen" Überhitzung wäre dies also bloß „mäßige" Überhitzung.

Sollte eine solche Condens.-Masch. mit $p = 10$ Atm. und $l_1/l = 0{,}07$ bei der ersterwähnten „mittelhohen" Überhitzung (also bei $t = 280°$ und $\varDelta t = 100°$ für eine indic. Leistung $(N_i) = 450$ Pfdk. (den Dimensionen etc. nach) erst ausgemittelt werden, so müßte sie als Naßdampfmaschine eine Leistung $N_i = \frac{1}{y}(N_i) = 1{,}16 \cdot 450 = 522$ Pfdk. entwickeln, und für diese Leistung wäre sie eben als Naßdampfmaschine nach bekannt vorausgesetzten Regeln (einschließlich des Dampfverbrauches) auszumitteln, nachträglich jedoch mit Heißdampf von der Temperatur $t = 280°$ zu betreiben. Für diesen Betrieb ergibt sich der Dampfverbrauch nach der folgenden Anleitung.

Berechnung des Dampfverbrauches.

Der Gesamtdampfverbrauch (C_i) einer Heißdampfmaschine ergibt sich aus dem nutzbaren Dampfverbrauch C_i' und aus dem Abkühlungsverlust C_i'' einer gleich großen (und gleich betätigten) Naßdampfmaschine, sowie aus dem Dampflässigkeitsverluste (C_i''') (wenn man nicht optimistisch rechnen will) folgends:

A. bei **mittelhoher** Überhitzung:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}20\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$

B. bei **sehr hoher** Überhitzung:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}05\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z'\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$

Bei etwaiger „mäßiger" Überhitzung ($\varDelta t < 80°$ C, etwa 50° bei großen und 75° bei kleinen Füllungen) kann man die Reductions-Coëfficienten z des nutzbaren Dampfverbrauches ebenso groß wie bei „mittelhoher" Überhitzung annehmen, muß jedoch den Abkühlungs- (als Condensations-) Verlust viel höher anschlagen, indem man etwa setzt:

für Eincylinder-Maschinen $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}25\,C_i'' + (C_i''')$
„ Zweicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}40\,C_i'' + (C_i''')$
„ Dreicylinder- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}55\,C_i'' + (C_i''')$

Bei Zwei- und Dreicylinder-Maschinen hat die „mäßige" Überhitzung keinen Sinn, ebenso wie die „sehr hohe" Überhitzung für Eincylinder-Maschinen keinen rechten Sinn hat, denn dies hieße unter Umständen noch überhitzten Dampf in den Condensator (oder in die Atmosphäre) zu entlassen!

Der Dampflässigkeitsverlust (C''') ist für **exacte** Heißdampfmaschinen aus der hier zuletzt (in § 10) folgenden Tabelle zu entnehmen.

Anstatt etwaiger Beispiele über die Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen folgt hier demnächst eine umfassende und übersichtliche Doppeltabelle für „mittelhohe“ und „sehr hohe“ Überhitzung; daselbst ist jeder einzelnen Dampfverbrauchs-Vergleichungstabelle (einerseits für Auspuff-, andererseits für Condens.-Maschinen) linksseitig ein Vergleich der indicierten Leistungen gleicher und gleich betätigter Maschinen einmal ohne Überhitzung, das andere Mal mit „mittelhoher“ und „sehr hoher“ Überhitzung beigeschlossen.

Die „mäßige Überhitzung“ wurde für die Leistungen nicht besonders berücksichtigt; selbstverständlich ist die indic. Leistung bei mäßiger Überhitzung zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher“ Überhitzung enthalten.

Nach der erwähnten Doppeltabelle (bezw. nach den beiden Tabellenpaaren) folgt eine Doppeltabelle über den Dampf-Consum einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei drei Modalitäten der Überhitzung (einschließlich der „mäßigen“); in dieser Schlußtabelle konnten nur drei absol. Admissionsspannungen $p = 8$, 10 und 12 berücksichtigt werden.

Nebst den Dampfverbrauchsziffern wurden durchwegs auch die minimalen Dampfverbrauchs-Grenzen lim. C_i angegeben, welche einerseits bei „mittelhoher“ Überhitzung ($= z\ C_i'$), andererseits bei „sehr hoher“ Überhitzung ($= z'\ C_i'$) nach der Darlegung des Verfassers mit einem einzigen Überhitzer (indirect oder direct geheizt) als nicht erreichbar sich herausstellen, mittels zweiter Überhitzer jedoch mit zweifelhaftem betriebsökonomischen Vorteile möglicherweise nahe erreicht werden könnten.

Diese Vergleichungs-Tabellen haben lediglich zur Übersicht und Beurteilung der Rechnungs-Resultate nach den vorstehenden Regeln zu dienen; in jedem concreten Falle bestimme man den Dampfverbrauch (und auch die Leistung) nach eben diesen Regeln. Will man hierbei (jedoch auf eigene Verantwortung) etwas knapper rechnen, so kann dies durch eine etwas kargere Bemessung des Abkühlungsverlustes, also durch eine etwas kleinere Annahme des Coëfficienten von C_i'' geschehen; an dem nutzbaren Dampfverbrauche $z' C_i'$ (bezw. $z'\ C_i'$) ist jedoch nichts, und an dem Dampflässigkeitsverluste (C_i''') kaum etwas zu ändern. Kluger-, bezw. vorsichtigerweise wird man jedoch auch den Abkühlungsverlust bei der Berechnung nicht verringern, und eher (namentlich wenn es sich um eine Garantie handelt) zu dem Schlußresultate nach unserer Rechnung einen mäßigen Zuschlag (z. B. $0{,}1$ oder $0{,}2$ kg zu C_i) eintreten lassen.

Als wesentlich ist noch hinzuzufügen, daß behufs des Vergleiches des totalen Dampf-Consums, bezw. der Speisewassermenge ohne und mit Überhitzung zu der tabellarischen Angabe von C_i ohne Überhitzung jedesmal noch ein Zuschlag von mehreren Procenten à conto des Dampfleitungs- als Con-

densations-Verlustes, sowie à conto des aus dem Kessel mechanisch mitgerissenen Wassers hinzuzuaddieren ist, und erst diese Summe ist mit den tabellarischen Angaben des Dampf-Consums mit Überhitzung zu vergleichen, um den dampfökonomischen Vorteil der Überhitzung der Größe nach zu ersehen.

Über den betriebsökonomischen Vorteil (den Brennstoffverbrauch betreffend) siehe die einschlägigen Bemerkungen in der vorangehenden Abhandlung, vornehmlich jedoch das später folgende 3. Kapitel, welches für diesen Zweck (Ermittlung des Brennstoffverbrauches) besonders bestimmt ist.

§ 6. Tabellen zur Vergleichung der indicierten Leistung und des Dampf-Consums exacter Dampfmaschinen ohne und mit Dampfüberhitzung.

Die tabellarischen Angaben gelten sämtlich für einen einzigen, vor der betreffenden Maschine angebrachten Überhitzer, gleichgültig, ob derselbe (günstigererweise) durch die Kesselfeuerung (**indirect**) mit geheizt wird, oder aber (ungünstigererweise) ein in besonderem Ofen **direct** geheizter Überhitzer ist.

Im übrigen siehe den vorhergehenden Text.

Der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') der Heißdampfmaschinen ist in diesen Tabellen für das Zwei- und Dreicylinder-System ebenso groß angenommen, wie für die Eincylinder-Maschinen. Will man weniger ängstlich rechnen, so kann man den genannten Verlust und hiermit die tabellarischen Ansätze des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen um die folgenden Beträge („Diff.") vermindern:

für N_i =	50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	2	3	3	4	4 Met.
für Zweicyl.-Masch. Diff. =	0,2	0,15	0,1	0,1	0,05 kg
„ Dreicyl.- „ Diff. =	0,3	0,2	0,15	0,1	0,1 kg

Es wird den interessierten Fachgenossen überlassen, sich zu überzeugen, daß die vorliegenden Rechnungsresultate (bei Wahrung der gewohnten Vorsicht) mit den Versuchsresultaten von Dörfel, Schröter u. a. bestens übereinstimmen.

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Auspuff.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$			$p = 8$			$p = 10$			$p = 12$		
		Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung
$N_i = 10$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	9,8	**9,6**	0,333	9,7	**9,5**	0,3	9,6	**9,4**	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	9,6	**9,4**	0,25	9,5	**9,3**	0,20	9,3	**9,1**	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincyl. mit Coulisse	0,4	49	**48**	0,333	48,5	**47,5**	0,3	48	**47**	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3	48	**47**	0,25	47,5	**46,5**	0,20	46,5	**45,5**	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,20	46,5	**45,5**	0,15	45	**43,5**	0,125	43,5	**42**
$N_i = 250$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	242	**237**	0,3	240	**235**	0,25	237	**232**	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	237	**232**	0,20	232	**227**	0,15	225	**217**	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,15	225	**217**	0,125	217	**210**	0,10	210	**202**
$N_i = 1000$	Eincyl. mit Coulisse	0,333	970	**950**	0,3	960	**940**	0,25	950	**930**	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25	950	**930**	0,20	930	**910**	0,15	900	**870**	.	.	.
	Zweicylind.-Masch.	.	.	.	0,15	900	**870**	0,125	870	**840**	0,10	840	**810**

Die Leistung bei „mäßiger“ Überhitzung ist zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher“ Überhitzung enthalten.

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
ohne und mit (mittelhoher und sehr hoher) Dampfüberhitzung.

	$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i $= s' C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i $= s' C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i $= s' C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i $= s' C'_i$
			mi. h.	s. h.	s. h.			mi. h.	s. h.	s. h			mi. h.	s. h.	s. h.			mi. h.	s. h.	s. h.
t (circa) =	.	158°	258°	298°	298°	.	170°	270°	310°	310°	.	179°	279°	319°	319°	.	187°	287°	327°	327°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$: Eincyl. mit Coulisse	0,4	17,0	12,8	**12,0**	9,8	0,333	15,6	11,4	**10,7**	8,5	0,3	14,9	10,7	**10,0**	7,8	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	13,7	10,8	**10,2**	8,1	0,25	12,2	9,7	**9,0**	6,9	0,20	11,4	8,9	**8,4**	6,3	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	16,2	12,4	**11,7**	9,8	0,333	14,8	11,0	**10,3**	8,5	0,3	14,0	10,4	**9,7**	7,8	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	13,1	10,5	**9,9**	8,1	0,25	11,6	9,3	**8,7**	6,9	0,20	10,7	8,6	**8,1**	6,3	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	15,6	11,6	**10,8**	9,8	0,333	14,2	10,2	**9,5**	8,5	0,3	13,5	9,5	**8,9**	7,8	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	12,5	9,7	**9,1**	8,1	0,25	11,1	8,5	**7,9**	6,9	0,20	10,2	7,8	**7,3**	6,3	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,7	8,9	**8,3**	7,2	0,15	9,6	8,0	**7,3**	6,2	0,125	8,9	7,5	**6,9**	5,9
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	14,7	11,3	**10,6**	9,8	0,333	13,3	9,9	**9,8**	8,5	0,3	12,6	9,3	**8,7**	7,8	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	11,8	9,5	**8,9**	8,1	0,25	10,4	8,3	**7,7**	6,9	0,20	9,5	7,6	**7,1**	6,3	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,2	8,6	**8,0**	7,2	0,15	9,0	7,7	**7,1**	6,2	0,125	8,4	7,2	**6,7**	5,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,3	10,6	**9,9**	9,4	0,3	13,0	9,5	**8,8**	8,3	0,25	12,3	8,7	**8,0**	7,5	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,4	9,0	**8,3**	7,8	0,20	10,0	7,8	**7,3**	6,8	0,15	9,2	7,0	**6,5**	6,0	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	10,2	8,4	**7,7**	7,1	0,125	9,0	7,4	**6,8**	6,2	0,10	8,3	7,0	**6,5**	5,9
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,8	10,5	**9,8**	9,4	0,3	12,5	9,4	**8,7**	8,3	0,25	11,7	8,6	**7,9**	7,5	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,0	8,9	**8,2**	7,8	0,20	9,7	7,7	**7,2**	6,8	0,15	8,8	6,9	**6,4**	6,0	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,8	8,2	**7,6**	7,1	0,125	8,6	7,3	**6,7**	6,2	0,10	8,0	6,9	**6,4**	5,9
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,7	10,4	**9,7**	9,4	0,3	12,4	9,3	**8,6**	8,3	0,25	11,6	8,5	**7,8**	7,5	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	10,9	8,8	**8,1**	7,8	0,20	9,6	7,6	**7,1**	6,8	0,15	8,8	6,8	**6,3**	6,0	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,7	8,1	**7,5**	7,1	0,125	8,6	7,1	**6,6**	6,2	0,10	7,9	6,7	**6,3**	5,9

Die Zweicylinder-Auspuffmaschinen sind ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Überhitzung aber unter 12 Atm. unvorteilhaft.
Die nächstrechtsseitige Bemerkung (bezügl. lim C_i) ist auch hier giltig. — mi. h. = mittelhoch; s. h. = sehr hoch; *t Dampftemperatur*

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Condens.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$			$p = 8$			$p = 10$			$p = 12$		
		Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung	Füllung l_1/l	(N_i) bei mittelhoher Überhitzung	(N_i) bei sehr hoher Überhitzung
$N_i = 10$	Eincylinder-Masch.	0,15	9,2	**9,0**	0,125	9,1	**8,8**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincylinder-Masch.	0,15	46	**45**	0,125	45,5	**44**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,125	45,5	**44**	0,10	45	**43**	0,07	43	**41**	0,06	42,5	**40,5**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,07	43	**41**	0,06	42,5	**40,5**	0,05	42	**39,5**
$N_i = 250$	Eincylinder-Masch.	0,125	227	**220**	0,10	225	**215**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	225	**215**	0,08	220	**210**	0,06	212	**202**	0,05	210	**197**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,06	212	**202**	0,05	210	**197**	0,04	205	**192**
$N_i = 1000$	Eincylinder-Masch.	0,125	910	**880**	0,10	900	**860**	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10	900	**860**	0,08	880	**840**	0,0[illegible]	850	**810**	0,05	8[illegible]0	**790**
	Dreicylinder- „	.	.	.	0,06	850	**810**	0,05	840	**790**	0,04	820	**770**

Die Leistung bei „mäßiger“ Überhitzung ist zwischen N_i ohne Überhitzung und (N_i) bei „mittelhoher“ Überhitzung enthalten.

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
ohne und mit (mittelhoher und sehr hoher) Dampfüberhitzung.

	$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i = $z' C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i = $z' C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i = $z' C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne Überhitzung	mit Überhitzung		lim C_i = $z' C_i$
			mi. h.	s. h.	s. h.			mi. h.	s. h.	s. h.			mi. h.	s. h.	s. h.			mi. h.	s. h.	s. h.
t (*circa*) =	.	155°	255°	205°	205°	.	170°	270°	310°	310°	.	179°	279°	319°	319°	.	187°	287°	327°	327°
$N_i = 10$, $c = 1,5$ m: Eincyl.-Masch.	0,15	10,5	7,9	7,4	5,3	0,125	10,1	7,6	7,1	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl. „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	0,15	9,9	7,6	7,1	5,3	0,125	9,4	7,3	6,8	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	0,15	9,3	6,8	6,3	5,3	0,125	8,9	6,5	6,0	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,125	8,3	6,7	6,2	5,1	0,10	7,7	6,2	5,7	4,7	0,07	6,9	5,7	5,3	4,3	0,06	6,7	5,6	5,2	4,1
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	0,07	6,9	6,0	5,5	4,4	0,06	6,5	5,7	5,3	4,1	0,05	6,1	5,5	5,0	3,9
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	0,15	8,7	6,6	6,1	5,3	0,125	8,2	6,2	5,8	5,0	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,125	7,7	6,5	5,9	5,1	0,10	7,1	5,9	5,5	4,7	0,07	6,4	5,5	5,1	4,3	0,06	6,2	5,3	5,0	4,1
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	0,07	6,4	5,7	5,3	4,4	0,06	6,0	5,5	5,0	4,1	0,05	5,7	5,2	4,8	3,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	8,3	6,1	5,7	5,3	0,10	7,9	5,7	5,4	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,10	7,5	6,0	5,5	5,1	0,08	6,9	5,5	5,1	4,5	0,06	6,1	5,1	4,8	4,2	0,05	5,9	5,0	4,6	4,1
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	0,06	6,2	5,3	4,8	4,2	0,05	5,8	5,0	4,6	4,0	0,04	5,5	4,7	4,3	3,7
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	7,9	6,0	5,6	5,3	0,10	7,5	5,6	5,3	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,10	7,2	5,9	5,4	5,1	0,08	6,6	5,4	5,0	4,5	0,06	5,9	5,0	4,7	4,2	0,05	5,7	4,9	4,5	4,1
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,2	4,7	4,2	0,05	5,6	4,9	4,5	4,0	0,04	5,2	4,6	4,2	3,7
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	7,9	5,9	5,5	5,3	0,10	7,4	5,5	5,2	4,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,10	7,1	5,8	5,3	5,1	0,08	6,5	5,3	4,9	4,5	0,06	5,8	4,9	4,6	4,2	0,05	5,6	4,7	4,4	4,1
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,1	4,6	4,2	0,05	5,5	4,8	4,4	4,0	0,04	5,1	4,5	4,1	3,7

Note. lim $C_i = z' C_i$ (nutzb. Dampfverbr.) Grenze des Gesamtdampfverbrauches (C_i) bei sehr hoher Überhitzung (um 120° bis 160°) mittels einfachen Überhitzers nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit fraglichem Vorteil nahezu erreichbar. — mi. h. = mittelhoch; s. h. = sehr hoch; *t* = *Dampftemperatur*

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei drei Modalitäten der Überhitzung.

	$p = 8$							$p = 10$							$p = 12$						
	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit			lim C_i =		$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit			lim C_i =		$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit			lim C_i =	
		Überhitzung				$s\,C'_i$	$s'\,C'_i$		Überhitzung				$s\,C'_i$	$s'\,C'_i$		Überhitzung				$s\,C'_i$	$s'\,C'_i$
			mäss.	mi. h.	s. h.	mi. h.	s. h.			mäss.	mi. h.	s. h.	mi. h.	s. h.			mäss.	mi. h.	s. h.	mi. h.	s. h.
t (*circa*) =	.	170°	235°	270°	310	270°	310°	.	179°	244°	279°	319°	279°	319°	.	187°	252°	287°	327°	287°	327°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	15,6	12,1	**11,4**	**10,7**	8,9	8,5	0,3	14,9	11,4	**10,7**	**10,0**	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	12,2	10,3	**9,7**	**9,0**	7,4	6,9	0,20	11,4	9,6	**8,9**	**8,4**	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,8	11,7	**11,0**	**10,3**	8,9	8,5	0,3	14,0	11,0	**10,4**	**9,7**	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,6	9,9	**9,3**	**8,7**	7,4	6,9	0,20	10,7	9,1	**8,6**	**8,1**	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,2	10,9	**10,2**	**9,5**	8,9	8,5	0,3	13,5	10,2	**9,5**	**8,9**	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,1	9,1	**8,5**	**7,9**	7,4	6,9	0,20	10,2	8,3	**7,8**	**7,3**	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	0,20	10,7	9,5	**8,9**	**8,3**	7,5	7,2	0,15	9,6	8,6	**8,0**	**7,3**	6,6	6,2	0,125	8,9	8,2	**7,5**	**6,9**	6,2	5,9
$N_i = 50$, $c = 8$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,3	10,5	**9,9**	**9,3**	8,9	8,5	0,3	12,6	9,8	**9,3**	**8,7**	8,3	7,8	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	10,4	8,7	**8,3**	**7,7**	7,4	6,9	0,20	9,5	8,0	**7,6**	**7,1**	6,7	6,3	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	0,20	10,2	9,3	**8,6**	**8,0**	7,6	7,2	0,15	9,0	8,2	**7,7**	**7,1**	6,6	6,2	0,125	8,4	7,8	**7,2**	**6,7**	6,2	5,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	13,0	10,0	**9,5**	**8,8**	8,7	8,3	0,25	12,3	9,3	**8,7**	**8,0**	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,20	10,0	8,2	**7,8**	**7,3**	7,2	6,8	0,15	9,2	7,5	**7,0**	**6,5**	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	0,15	10,2	8,9	**8,4**	**7,7**	7,5	7,1	0,125	9,0	7,9	**7,4**	**6,8**	6,6	6,2	0,10	8,3	7,6	**7,0**	**6,5**	6,2	5,9
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,5	9,8	**9,4**	**8,7**	8,7	8,3	0,25	11,7	9,0	**8,6**	**7,9**	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,20	9,7	8,1	**7,7**	**7,2**	7,2	6,8	0,15	8,8	7,3	**6,9**	**6,4**	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	0,15	9,8	8,7	**8,2**	**7,6**	7,5	7,1	0,125	8,6	7,7	**7,3**	**6,7**	6,6	6,2	0,10	8,0	7,3	**6,9**	**6,4**	6,2	5,9
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,4	9,7	**9,3**	**8,6**	8,7	8,3	0,25	11,6	8,9	**8,5**	**7,8**	8,0	7,5	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,20	9,6	8,0	**7,6**	**7,1**	7,2	6,8	0,15	8,8	7,2	**6,8**	**6,3**	6,4	6,0	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylind.-Masch.	0,15	9,7	8,6	**8,1**	**7,5**	7,5	7,1	0,125	8,6	7,6	**7,1**	**6,6**	6,6	6,2	0,10	7,9	7,0	**6,7**	**6,8**	6,2	5,9

mäss. = mäßige, mi. h. = mittelhohe, s. h. = sehr hohe Überhitzung. Siehe auch Note rechts (betreffs lim C_i). *t Dampftemperatur.*

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
einerseits ohne Überhitzung, andererseits bei drei Modalitäten der Überhitzung.

$p = 8$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung mäss.	mit Überhitzung mi. h.	mit Überhitzung s. h.	lim C_i = $s\,C'_i$ mi. h.	lim C_i = $s'\,C'_i$ s. h.
t (*circa*) =	.	170°	235°	270°	310°	270°	310°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	10,1	8,0	**7,6**	**7,1**	5,3	5,0
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	9,4	7,6	**7,3**	**6,8**	5,3	5,0
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	8,9	6,8	**6,5**	**6,0**	5,3	5,0
Zweicyl.- „	0,10	7,7	6,6	**6,2**	**5,7**	4,9	4,7
Dreicyl.- „	0,07	6,9	6,5	**6,0**	**5,5**	4,6	4,4
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	0,125	8,2	6,5	**6,2**	**5,8**	5,3	5,0
Zweicyl.- „	0,10	7,1	6,3	**5,9**	**5,5**	4,9	4,7
Dreicyl.- „	0,07	6,4	6,1	**5,7**	**5,3**	4,6	4,4
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	0,10	7,9	6,0	**5,7**	**5,4**	5,1	4,8
Zweicyl.- „	0,08	6,9	5,8	**5,5**	**5,1**	4,8	4,5
Dreicyl.- „	0,06	6,2	5,7	**5,3**	**4,8**	4,4	4,2
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	0,10	7,5	5,9	**5,6**	**5,3**	5,1	4,8
Zweicyl.- „	0,08	6,6	5,7	**5,4**	**5,0**	4,8	4,5
Dreicyl.- „	0,06	5,9	5,5	**5,2**	**4,7**	4,4	4,2
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	0,10	7,4	5,8	**5,5**	**5,2**	5,1	4,8
Zweicyl.- „	0,08	6,5	5,6	**5,3**	**4,9**	4,8	4,5
Zweicyl.- „	0,06	5,9	5,4	**5,1**	**4,6**	4,4	4,2

$p = 10$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung mäss.	mit Überhitzung mi. h.	mit Überhitzung s. h.	lim C_i = $s\,C'_i$ mi. h.	lim C_i = $s'\,C'_i$ s. h.
t (*circa*) =	.	179°	244°	279°	319°	279°	319°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,07	6,9	6,2	**5,7**	**5,3**	4,5	4,3
Dreicyl.- „	0,06	6,5	6,2	**5,7**	**5,3**	4,3	4,1
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,07	6,4	5,9	**5,5**	**5,1**	4,5	4,3
Dreicyl.- „	0,06	6,1	5,9	**5,5**	**5,0**	4,3	4,1
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,06	6,1	5,5	**5,1**	**4,8**	4,4	4,2
Dreicyl.- „	0,05	5,8	5,4	**5,0**	**4,6**	4,2	4,0
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,06	5,9	5,3	**5,0**	**4,7**	4,4	4,2
Dreicyl.- „	0,05	5,6	5,2	**4,9**	**4,5**	4,2	4,0
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,06	5,8	5,2	**4,9**	**4,6**	4,4	4,2
Zweicyl.- „	0,05	5,5	5,1	**4,8**	**4,4**	4,2	4,0

$p = 12$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung mäss.	mit Überhitzung mi. h.	mit Überhitzung s. h.	lim C_i = $s\,C'_i$ mi. h.	lim C_i = $s'\,C'_i$ s. h.
t (*circa*) =	.	157°	252°	287°	327°	257°	327°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
Dreicyl.- „	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,05	6,7	6,0	**5,6**	**5,2**	4,3	4,1
Dreicyl.- „	0,05	6,1	6,0	**5,5**	**5,0**	4,1	3,9
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,06	6,2	5,6	**5,3**	**5,0**	4,3	4,1
Dreicyl.- „	0,05	5,7	5,6	**5,2**	**4,8**	4,1	3,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,05	5,9	5,3	**5,0**	**4,6**	4,3	4,1
Dreicyl.- „	0,04	5,5	5,0	**4,7**	**4,3**	3,9	3,7
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,05	5,7	5,1	**4,9**	**4,5**	4,3	4,1
Dreicyl.- „	0,04	5,2	4,9	**4,6**	**4,2**	3,9	3,7
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl.-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicyl.- „	0,05	5,6	5,0	**4,7**	**4,4**	4,3	4,1
Zweicyl.- „	0,04	5,1	4,8	**4,5**	**4,1**	3,9	3,7

lim C_i Grenze des Dampf-Consums, u. zw. $= s\,C'_i$ für mittelhohe, und $= s'\,C'_i$ für sehr hohe Überhitzung, mit einem einzigen Überhitzer nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit zweifelhaftem Vorteile nahezu erreichbar. Siehe auch Note links.

2. KAPITEL.

Definitive Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen.

§ 7.

Theoretischer Vorbericht.

Wir haben in der vorläufigen Abhandlung über Heißdampfmaschinen, deren Kenntnisnahme wir hier voraussetzen*), rechnungsmäßig nur zwei Überhitzungsstufen unterschieden, und zwar:

A. Eine **mittelhohe** Überhitzung (um $\varDelta t = 80°$ bei großen und $120°$ bei kleinen Füllungen), im Mittel um $\varDelta t = 100°$ C.

B. Eine **sehr hohe** Überhitzung (um $\varDelta t = 120°$ bei großen und $160°$ bei kleinen Füllungen), im Mittel um $\varDelta t = 140°$ C.

In dem Expansionsgesetze

$$p\, v^k = \text{Const.}$$

nahmen wir den maßgebenden Exponenten k folgends an:

ad A. $k = 1{,}125$ (zu $\varDelta t = 80°$) bis $k = 1{,}20$ (zu $\varDelta t = 120°$);
ad B. $k = 1{,}15$ (zu $\varDelta t = 120°$) bis $k = 1{,}25$ (zu $\varDelta t = 160°$).

Wenn wir hier eine kleine Verschiebung der Werte von k derart eintreten lassen, daß wir zu $\varDelta t = 120°$ in beiden Fällen (A und B) den mittleren Wert $k = 1{,}175$ in Rechnung bringen, so wird zu jeder Größe der Überhitzung $\varDelta t$ ein bestimmter Wert von k gehören, nämlich

$$\text{zu } \varDelta t = 80°, \quad 120°, \quad 160°$$
$$k = 1{,}125, \quad 1{,}175, \quad 1{,}25.$$

Wenn wir außerdem zu gleichen Intervallen von $\varDelta t$ auch gleiche Intervalle von k naturgemäß eintreten lassen, so erhalten wir:

$$\text{zu } \varDelta t = 80°, \quad 120°, \quad 160°$$
$$k = \underbrace{1{,}125, \quad 1{,}175}_{A}\!\!\!\!\!\!\!\!\underbrace{\phantom{1{,}175,} \quad 1{,}225}_{B}.$$

Dies betrifft in angedeuteter Weise die beiden Fälle A (mittelhohe Überhitzung) und B (sehr hohe Überhitzung).

Es sei hier sogleich bemerkt, daß die anscheinend bedeutende Verschiebung der Werte von k (namentlich für die „sehr hohe" Überhitzung B) eine nur mäßige und für die Anwendung unbedeutende Änderung der Berechnungs-Resultate zur Folge haben wird, sodaß die Ausführungen der ursprünglichen Theorie in der vorläufigen Abhandlung für die Anwendung nach wie vor annähernd Geltung haben.

*) Die im weiteren hier folgende „Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen für vier Überhitzungsstufen" ist indes auch an und für sich (ohne diesen „Theoretischen Vorbericht") verständlich.

Die hiernach modificierte Annahme der zusammengehörigen Werte von Δt und k setzt uns aber auch in die Lage, außer den Überhitzungen A (um $\Delta t = 80°$ bis $120°$) und B (um $\Delta t = 120°$ bis $160°$) auch noch zwei anderweitige Überhitzungsstufen in Betracht zu ziehen, nämlich:

A_0) eine **„mäßige“** Überhitzung, um Δt weniger als $80°$, mit $k < 1{,}_{125}$, und

C) die **„höchste“** Überhitzung, um Δt mehr als $160°$, mit $k > 1{,}_{225}$*).

Demnach unterscheiden wir bei dieser „definitiven Berechnung“ zur möglichst vollständigen Erledigung der Heißdampfmaschinen die folgenden **vier** Stufen der Überhitzung:

A_0) **mäßige** Überhitzung mit

$$\Delta t = 50° \text{ bis } 80° \text{ und zugehörig } k = 1{,}_{080} \text{ bis } 1{,}_{125}$$

A) **mittelhohe** Überhitzung mit

$$\Delta t = 80° \text{ bis } 120° \text{ und zugehörig } k = 1{,}_{125} \text{ bis } 1{,}_{175}$$

B) **sehr hohe** Überhitzung mit

$$\Delta t = 120° \text{ bis } 160° \text{ und zugehörig } k = 1{,}_{175} \text{ bis } 1{,}_{225}$$

C) **höchste** Überhitzung mit

$$\Delta t = 160° \text{ bis } 200° \text{ und zugehörig } k = 1{,}_{225} \text{ bis } 1{,}_{270}.$$

Behufs Bestimmung des Leistungsverhältnisses

$$y = \frac{(p_i)}{p_i}$$

berechnen wir — indem wir die auf Überhitzung bezug habenden Größen nach wie vor durch Einklammerung kennzeichnen — für die gangbaren Füllungen l_1/l zunächst den Spannungs-Coëfficienten

$$f = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.} \frac{1+m}{\frac{l_1}{l} + m}$$

ohne Überhitzung (nach dem Mariotteschen Gesetze $p v = \text{Const.}$), sowie — für entsprechend gewählte Admissionsspannungen p die zugehörige indicierte Spannung

$$p_i = f p - 1{,}_{15} \text{ Atm. für Auspuff}$$
$$\text{und } p_i = f p - 0{,}_{20} \text{ Atm. für Condens.}$$

Hierauf verteilen wir für jede der obigen vier Überhitzungsstufen A_0, A, B, C die jeweiligen Intervalle der Überhitzung Δt und die zugehörigen Intervalle des Exponenten k auf die gangbaren Füllungen derart, daß naturgemäß die Überhitzung (innerhalb des betreffenden Intervalls) desto größer

*) Diese „höchste“ Überhitzung um $\Delta t = 160°$ bis etwa $200°$ wird nicht allein als solche (wohl nur ausnahmsweise) in Betracht kommen, sondern auch dazu dienlich sein können, die Leistung und den Dampfverbrauch einer Heißdampfmaschine auch dann annähernd zu bestimmen, wenn die Dampfüberhitzung zwar um eine Stufe geringer ist, jedoch durch zwei Überhitzer (hiervon einer dem Niederdruck-Cylinder vorgelegt) herbeigeführt wird, für welche Modalität der Überhitzung die directe Bestimmung des Leistungsverhältnisses etc. rechnungsmäßig nicht wohl angeht.

ausfällt, je kleiner die Füllung ist*) und berechnen den Spannungs-Coëfficienten (f) mit Überhitzung mittels

$$(f) = \frac{l_1}{l} + \frac{\frac{l_1}{l} + m}{k-1} \left\{ 1 - \left(\frac{\frac{l_1}{l} + m}{1+m} \right)^{k-1} \right\}$$

Hieraus ergeben sich für die bereits entsprechend gewählten Admissionsspannungen p und Füllungen l_1/l die zugehörigen indicierten Spannungen mit Überhitzung, und zwar:

$$(p_i) = (f)\, p - 1{,}15 \text{ Atm. für Auspuff}$$
$$\text{und } (p_i) = (f)\, p - 0{,}20 \text{ Atm. für Condens.}$$

Hiernach bestimmen wir für alle Stufen der Überhitzung und jedesmal für alle gangbaren Füllungen die Leistungsverhältnisse

$$y = \frac{(p_i)}{p_i}$$

nebst ihren reciproken Werten $\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$.

Alle diese Berechnungen ergeben die folgende Zusammenstellung:

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

1. **Ohne** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
wenn p =	6	7,5	10	12	15 Atm.
hierzu t_0 =	*158°*	*167°*	*179°*	*187°*	*197° Cels.*
zunächst f =	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39
sodann p_i =	**2,61**	**3,04**	**3,67**	**4,12**	**4,73** Atm.

2. **Mit** Überhitzung, und zwar:

A_0. für **mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**
Δt =	50°	57°	64°	72°	80° Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*208°*	*224°*	*243°*	*259°*	*277°* „
k =	1,085	1,095	1,105	1,115	1,125 „
(f) =	0,61	0,54	0,455	0,41	0,36
(p_i) =	2,49	2,87	3,40	3,76	4,235 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i}$ =	**0,96**	**0,94**	**0,93**	**0,91**	**0,90**
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12

*) Nebenbei erwähnt, entsprechen die folgends in Rechnung gebrachten Werte von k und Δt beiläufig der empirischen Formel $k = 1 + 0{,}00144\, \Delta t$, welche für $\Delta t = 0$ den Mariotteschen Wert $k = 1$ und für $\Delta t = 230°$ den adiabat. Wert $k = 1{,}33$ ergeben würde und hiermit hinreichend sachgemäß ist.

A. für **mittelhohe** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\Delta t =$	80°	90°	100°	110°	120° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	238°	257°	279°	297°	317° „
$k =$	1,125	1,140	1,150	1,160	1,175
$(f) =$	0,60	0,53	0,44	0,40	0,35
$(p_i) =$	2,44	2,80	3,29	3,63	4,07 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16

B. für **sehr hohe** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\Delta t =$	120°	130°	140°	150°	160°
$t = t_0 + \Delta t =$	278°	297°	319°	337°	357°
$k =$	1,175	1,190	1,200	1,212	1,225
$(f) =$	0,59	0,515	0,43	0,39	0,34
$(p_i) =$	2,38	2,71	3,18	3,48	3,91 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21

C. für **höchste** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\Delta t =$	160°	168°	176°	184°	192° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	318°	335°	355°	371°	389° „
$k =$	1,225	1,235	1,245	1,255	1,265
$(f) =$	0,58	0,505	0,42	0,38	0,33
$(p_i) =$	2,32	2,64	3,08	3,37	3,77 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,89	0,87	0,84	0,82	0,80
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,125	1,15	1,19	1,22	1,25

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

1. **Ohne** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
wenn $p =$	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5 Atm.
hierzu $t_0 =$	*143°*	*143°*	*143°*	*143°*	*151°*	*158°*	*164°*	*170°*	*179°*	*189°*
zunächst $f =$	0,63	0,56	0,48	0,44	0,39	0,35	0,33	0,31	0,285	0,26
sodann $p_i =$	2,30	2,04	1,73	1,56	1,76	1,91	2,11	2,26	2,65	3,05 Atm.

2. **Mit** Überhitzung.

A_0. für **mäßige** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\Delta t =$	48°	51°	54°	57°	60°	64°	68°	72°	76°	80° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*191°*	*194°*	*197°*	*200°*	*211°*	*222°*	*232°*	*242°*	*255°*	*269°* Cels.
$k =$	1,080	1,085	1,090	1,095	1,100	1,105	1,110	1,115	1,120	1,125
$(f) =$	0,61	0,54	0,46	0,41	0,37	0,32	0,30	0,28	0,255	0,23
$(p_i) =$	2,23	1,95	1,63	1,46	1,63	1,74	1,91	2,03	2,35	2,675 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,89	0,87
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,13	1,145 Atm.

A. für **mittelhohe** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\Delta t =$	80°	85°	90°	95°	100°	104°	108°	112°	116°	120° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*223°*	*228°*	*233°*	*238°*	*251°*	*262°*	*272°*	*282°*	*295°*	*309° Cels.*
$k =$	1,125	1,130	1,135	1,142	1,150	1,155	1,160	1,165	1,170	1,175
$(f) =$	0,60	0,53	0,45	0,40	0,35	0,31	0,29	0,27	0,24	0,22
$(p_i) =$	2,19	1,91	1,59	1,41	1,57	1,67	1,83	1,94	2,24	2,55 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,87	0,86	0,84	0,83
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,05	1,07	1,09	1,105	1,12	1,14	1,15	1,165	1,18	1,20

B. für **sehr hohe** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\Delta t =$	120°	125°	130°	135°	140°	144°	148°	152°	156°	160° Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*263°*	*268°*	*273°*	*278°*	*291°*	*302°*	*312°*	*322°*	*335°*	*349° Cels.*
$k =$	1,175	1,180	1,185	1,192	1,200	1,205	1,210	1,215	1,220	1,225
$(f) =$	0,59	0,52	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,21
$(p_i) =$	2,15	1,87	1,54	1,36	1,51	1,61	1,76	1,86	2,14	2,425 Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,93	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84	0,83	0,82	0,81	0,79
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,07	1,09	1,12	1,14	1,165	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26

C. für **höchste** Überhitzung.

zu $l_1/l =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	
$\Delta t =$	160°	164°	168°	172°	176°	180°	184°	188°	192°	196°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t =$	*303°*	*307°*	*311°*	*315°*	*327°*	*338°*	*348°*	*358°*	*371°*	*385°*	*Cels.*
$k =$	1,225	1,230	1,235	1,240	1,245	1,250	1,255	1,260	1,265	1,270	
$(f) =$	0,58	0,51	0,425	0,38	0,33	0,29	0,27	0,25	0,225	0,20	
$(p_i) =$	2,11	1,82	1,50	1,32	1,46	1,55	1,69	1,78	2,05	2,31	Atm.
$y = \frac{(p_i)}{p_i} =$	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,81	0,80	0,79	0,77	0,755	
$\frac{1}{y} = \frac{p_i}{(p_i)} =$	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	

Hiermit haben wir für alle in Betracht gezogenen vier Überhitzungsstufen das indicierte Leistungsverhältnis

$$y = \frac{(p_i)}{p_i} = \frac{(N_i)}{N_i}$$

der Heißdampfmaschinen ausgemittelt, welches annähernd auch als das Verhältnis $\frac{(N_n)}{N_n}$ der Netto-Leistungen angesehen werden kann.

Der reciproke Wert $\frac{1}{y}$ dieses Verhältnisses wird uns auch zu der Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches führen; wir haben nämlich $\frac{1}{y}$ mit dem Dichteverhältnis $\frac{\sigma_a}{\sigma_0}$ zu multiplizieren, um das Verhältnis des nutzbaren Dampfverbrauches der Heißdampfmaschine zu jenem der Naßdampfmaschine zu erhalten; hierbei bezeichnet σ_a die Dichte (bezw. das specif. Gewicht) des Heißdampfes im Momente der eben erfolgten Admission, und σ_0 die Dichte (bezw. das specif. Gewicht) des gleichgespannten gesättigten Dampfes.

Zu der numerischen Bestimmung von $\frac{\sigma_a}{\sigma_0}$ hat man (wegen der gleichen Spannung) nach dem Gay-Lussacschen Gesetze

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t_a}$$

wobei t_a die Temperatur des überhitzten Admissionsdampfes im Dampfcylinder und t_0 jene des gleich gespannten gesättigten Dampfes bezeichnet; t_0 ist für die betreffende Admissionsspannung p der Zeunerschen, bezw. der Fliegnerschen Dampftabelle zu entnehmen, t_a ist weder theoretisch noch practisch bestimmbar und muß daher auf Grund einer entsprechenden Annahme über die Größe der Abkühlung des Heißdampfes bei der Admission, d. h. über die Einbuße an Überhitze hierbei, festgesetzt werden.

Wir schätzen diese Einbuße bei den mittleren Beträgen unserer viererlei Überhitzungen Δt, also bei den mittleren diesbezüglichen Füllungen, und zwar:

A_0. bei mäßiger Überhitze $\varDelta t = 65°$ auf $^3/_4 \varDelta t = 49°$ (nahe 50°)
A. „ mittelhoher „ $\varDelta t = 100°$ „ $^1/_2 \varDelta t = 50°$
B. „ sehr hoher „ $\varDelta t = 140°$ „ $^1/_3 \varDelta t = 47°$
C. „ höchster „ $\varDelta t = 180°$ „ $^1/_4 \varDelta t = 45°$

Nach dieser Annahme (Schätzung) büßt der überhitzte Dampf während der Admission bei allen Stufen der Überhitzung im Mittel etwa 50° oder etwas weniger von seiner ursprünglichen Überhitze ein, was dem tatsächlichen Verhalten des Heißdampfes entsprechen dürfte.*) Daß diesen mittleren Einbußen von 50°, 47° und 45° (bei mittelgroßen Füllungen) entsprechend kleinere Einbußen bei kleineren Füllungen und entsprechend größere Einbußen bei größeren Füllungen zur Seite stehen, werden wir erst am Schlusse unserer Berechnung berücksichtigen.

Zur Eruierung des fraglichen Dichte-Verhältnisses nehmen wir die drei Admissionsspannungen $p = 6$, 9 und 12 Atm. in Betracht und es ergibt sich die nachfolgende Zusammenstellung, in welcher $\varDelta t_\alpha$ die nach erfolgter Admission noch vorhandene Überhitze bezeichnet:

	Überhitzung			
	mäßige	mittelhohe	sehr hohe	höchste
$\varDelta t$ im Mittel =	**65°**	**100°**	**140°**	**180°**
hiervon wird eingebüßt	$^3/_4$	$^1/_2$	$^1/_3$	$^1/_4$
d. i. ab	49°	50°	47°	45°
bleibt $\varDelta t_\alpha =$	16°	50°	93°	135°
bei $p =$ 6 Atm. $t_0 =$	158°	158°	158°	158°
bei $p =$ 9 „ $t_0 =$	175°	175°	175°	175°
bei $p =$ 12 „ $t_0 =$	187°	187°	187°	187°
do. $t_\alpha = t_0 + \varDelta t_\alpha =$	174°	208°	251°	293°
	191°	225°	268°	310°
	203°	237°	280°	322°
do. $\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t_\alpha} =$	0,964	0,898	0,823	0,761
	0,966	0,900	0,829	0,770
	0,967	0,900	0,832	0,773
do. $\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0}$ im Mittel =	**0,966**	**0,900**	**0,828**	**0,768**

Mit diesen Mittelwerten ergibt sich der Reductions-Coëfficient des nutzbaren Dampfverbrauches

$$z = \frac{\sigma_\alpha}{\sigma_0} \cdot \frac{1}{y}$$

auf Grund des Vorangegangenen, zunächst provisorisch, und sodann (in der betreffenden Orts motivierten Weise) definitiv, wie folgt:

*) In der ursprünglichen Abhandlung haben wir bei „sehr hoher“ Überhitzung die Einbuße an Überhitze während der Admission bloß mit $^1/_4 \varDelta t = 35°$ geschätzt, und diese Größe (Abkühlung) nachträglich als etwas zu gering befunden. Die nunmehrige Schätzung der Temperaturabnahme auf $^1/_3 \varDelta t = 47°$ dürfte der (tatsächlich kaum zu ergründenden) Wahrheit näher stehen, aber wir werden uns überzeugen, daß die schließlichen Resultate für die Anwendung durch diese Änderung der Schätzung durchaus nicht wesentlich alteriert werden.

I. Für die **Auspuff**-Maschinen.

			zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
A_0. Bei **mäßiger** Überhitzung			$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12
	provis. $z = 0{,}966$		$\frac{1}{y}$ =	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08
	definitiv		z =	1,03	1,03	1,04	1,05	1,06
A. Bei **mittelhoher** Überhitzung			$\frac{1}{y}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16
	provis. $z = 0{,}900$		$\frac{1}{y}$ =	0,96	0,98	1,00	1,02	1,05
	definitiv		z =	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03
B. Bei **sehr hoher** Überhitzung			$\frac{1}{y}$ =	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21
	provis. $z = 0{,}828$		$\frac{1}{y}$ =	0,91	0,93	0,95	0,98	1,00
	definitiv		z =	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98
C. Bei **höchster** Überhitzung			$\frac{1}{y}$ =	1,125	1,15	1,19	1,22	1,25
	provis. $z = 0{,}768$		$\frac{1}{y}$ =	0,86	0,885	0,91	0,94	0,96
	definitiv		z =	0,89	0,90	0,91	0,93	0,94

II. Für die **Condens.**-Maschinen.

		zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
A_0. Bei **mäßiger** Über-hitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,10	1,10	1,11	1,13	1,145
	provis. $z = 0{,}966$	$\frac{1}{y}$ =	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11
	definitiv	z =	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,07	1,07
A. Bei **mittel-hoher** Über-hitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,05	1,07	1,09	1,105	1,12	1,14	1,15	1,165	1,18	1,20
	provis. $z = 0{,}900$	$\frac{1}{y}$ =	0,95	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,04	1,05	1,065	1,08
	definitiv	z =	0,98	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,05
B. Bei **sehr hoher** Über-hitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,165	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26
	provis. $z = 0{,}828$	$\frac{1}{y}$ =	0,89	0,90	0,93	0,95	0,96	0,98	0,99	1,01	1,02	1,05
	definitiv	z =	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99	1,01
C. Bei **höchster** Über-hitzung		$\frac{1}{y}$ =	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32
	provis. $z = 0{,}768$	$\frac{1}{y}$ =	0,84	0,86	0,88	0,90	0,93	0,95	0,96	0,97	0,99	1,02
	definitiv	z =	0,88	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97

Mit den hiermit ausgemittelten Werten von z (definitiv) ergibt sich für jede der vier in Betracht gezogenen Überhitzungsstufen und für jede gangbare Füllung aus dem nutzbaren Dampfverbrauche C_i' ohne Überhitzung der nutzbare Dampfverbrauch **mit** Überhitzung

$$(C_i') = z\,C_i'$$

Den Abkühlungsverlust der Heißdampfmaschinen (C_i'') schätzen wir im Verhältnisse zu jenem C_i'' der Naßdampfmaschinen je nach der Höhe der Überhitzung folgends:

		Überhitzung			
		A_0 mäßig	A. mittelhoch	B. sehr hoch	C. höchste
Eincylinder-Masch.	$(C_i'') =$	$0{,}15\ C_i''$	$0{,}10\ C_i''$	$0{,}05\ C_i''$	$0{,}03\ C_i''$
Zweicylinder-Masch.	$(C_i'') =$	$0{,}30\ C_i''$	$0{,}20\ C_i''$	$0{,}10\ C_i''$	$0{,}06\ C_i''$
Dreicylinder-Masch.	$(C_i'') =$	$0{,}45\ C_i''$	$0{,}30\ C_i''$	$0{,}15\ C_i''$	$0{,}09\ C_i''$

Der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') der Heißdampfmaschinen kann der hier am Schlusse (§ 10) folgenden besonderen Tabelle entnommen werden.

Sonach ist der Gesamtdampfverbrauch (abgesehen von dem Lässigkeitsverluste der Dampfleitung zugleich die Speisewassermenge) einer Heißdampfmaschine pro indicierte Pferdestunde

$$(C_i) = z\,C_i' + (C_i'') + (C_i''')$$

Nachträgliche Bemerkung.

Für das Expansionsgesetz $p\,v^k =$ Const. ist der Exponent k auf Grund von Versuchs-Diagrammen behufs Vergleiches mit den hier in Rechnung genommenen Größen von k **nicht** aus dem Diagramm des Hochdruckcylinders an sich und jenem des Expansionscylinders an sich, sondern vielmehr aus dem „rankineisierten" **Gesamt-Diagramm** zu entnehmen! Ersteres ist nur dann gerechtfertigt, wenn die Bestimmung der Leistung des Hochdruckcylinders an sich und ebenso jene des Expansionscylinders an sich besonders vorgenommen wird, während hier die Leistung so bestimmt wird, als ob ein einziger Cylinder (nämlich der Niederdruckcylinder) mit der (reducierten) Füllung l_1/l vorhanden wäre!

§ 8.

Practische Anleitung zur Berechnung der Heißdampfmaschinen.

nach dem 2. Kapitel (definitiv für **vier** Überhitzstufen).*)

Wir beziehen alle Bestimmungsgrößen für die Heißdampfmaschinen auf jene der Naßdampfmaschinen und kennzeichnen die ersteren durch eine Klammer; demnach ist

*) Diese „Practische Anleitung" ist zwar für die Anwendung an sich verständlich; immerhin empfiehlt es sich jedoch, zunächst die ursprüngliche theoretische Darlegung in dem 1. Kapitel (für bloß zwei Überhitzungsstufen) und dann auch den hier vorangehenden „Theoretischen Vorbericht" (für vier Überhitzungsstufen) einmal mindestens flüchtig durchzulesen, da in dieser kurzen Anleitung doch nur ein Schema zu der practischen Berechnung vorliegen kann, dessen Begründung in den genannten zwei theoretischen Partien gegeben ist.

(N_i) die indic. Leistung, (C_i') d. nutzb. Dampfverbr. e. Heißdampfmasch.
N_i „ „ „ C_i' „ „ „ e. gleichen Naßdampfmasch.
etc. Hierbei ist selbstverständlich das Leistungsverhältnis

$$\frac{(N_i)}{N_i} = \frac{(p_i)}{p_i}$$

Die Größe der Überhitzung beurteilen wir nach der Differenz

$$\Delta t = t - t_0$$

wobei t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 jene des gleichgespannten gesättigten Dampfes bezeichnet. Die Heißdampftemperatur t ist stets nächst der Maschine (nicht nächst dem Kessel) gemeint*).

Wir unterscheiden hier **vier** Überhitzungsstufen, und zwar:

A_0. eine „**mäßige**" Überhitzung
um $\Delta t = 50°$ bei großen, bis $\Delta t = 80°$ bei kleinen, $\Delta t = \mathbf{65}°$ bei mittleren Füllungen;

A. eine „**mittelhohe**" Überhitzung
um $\Delta t = 80°$ bei großen, bis $\Delta t = 120°$ bei kleinen, $\Delta t = \mathbf{100}°$ bei mittleren Füllungen;

B. eine „**sehr hohe**" Überhitzung
um $\Delta t = 120°$ bei großen, bis $\Delta t = 160°$ bei kleinen, $\Delta t = \mathbf{140}°$ bei mittleren Füllungen;

C. die „**höchste**" Überhitzung
um $\Delta t = 160°$ bei großen, bis $\Delta t = 200°$ bei kleinen, $\Delta t = \mathbf{180}°$ bei mittleren Füllungen.

Insoweit die beiläufig günstigste Füllung l_1/l im Spiele ist, erscheint durch Δt auch die Dampftemperatur t bestimmt und ist auch folgends überall angesetzt.

Die folgenden Angaben für „**höchste**" Überhitzung (und ebenso für „sehr hohe" und „mittelhohe" Überhitzung) gelten annähernd zugleich für die nächst kleinere Überhitzung, wenn hierbei zwei Überhitzer (hiervon der zweite vor dem Niederdruckcylinder) zur Anwendung kommen sollten.

Es ist zuvörderst

$$(N_i) = y\,N_i \text{ und } N_i = \frac{1}{y}\,(N_i)$$
$$(C_i') = z\,C_i'$$

Hierbei haben die Coëfficienten y und $\frac{1}{y}$, dann z die folgenden Werte:

*) Genauer gesagt, bezeichnet t die Dampftemperatur in der Dampfkammer des Admissionscylinders, da die hier vordem angenommenen Temperatur-Einbußen während der Admission allein gemeint sind.

I. **Auspuff**-Maschinen.

A_0. **Mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
angenommen p =	.	.	*6*	*7,5*	*10*	*12*	*15*
$\varDelta t$ =	.	.	50°	57°	64°	72°	80° Cels.
$t = t_0 + \varDelta t$ =	.	.	*208°*	*224°*	*243°*	*259°*	*277°* „
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,98	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,90
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,02	1,03	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12
z =	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,05	1,06
+ oder — %	+ 1	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 5	+ 6 %

A. **Mittelhohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

$\varDelta t$ =	.	.	80°	90	100°	110°	120° Cels.
$t = t_0 + \varDelta t$ =	.	.	*238°*	*257°*	*279°*	*297°*	*317°* „
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,96	0,95	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,04	1,05	1,07	1,09	1,12	1,14	1,16
z =	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03
+ oder — %	— 4	— 3	— 2	— 1	0	+ 1	+ 3 %

B. **Sehr hohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

$\varDelta t$ =	.	.	120°	130°	140°	150°	160° Cels.
$t = t_0 + \varDelta t$ =	.	.	*278°*	*297°*	*319°*	*337°*	*357°* „
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,18	1,21
z =	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98
+ oder — %	— 9	— 8	— 7	— 6	— 5	— 4	— 2 %

C. **Höchste** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

$\varDelta t$ =	.	.	160°	168°	176°	184°	192° Cels.
$t = t_0 + \varDelta t$ =	.	.	*318°*	*335°*	*355°*	*371°*	*389°* „
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,91	0,90	0,89	0,87	0,84	0,82	0,80
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,10	1,11	1,125	1,15	1,19	1,22	1,25
z =	0,88	0,88	0,89	0,90	0,91	0,93	0,94
+ oder — %	— 12	— 12	— 11	— 10	— 9	— 7	— 6 %

Note. Die Daten für die Füllungen 0,3 und 0,333 sind nur beiläufig combiniert (nicht berechnet). Die „angenommenen" p haben nebensächliche Bedeutung.

Die Dampftemperaturen $t = t_0 + \Delta t$ *(in Cursivschrift)* sind nur annähernd, und stimmen bei einer gewissen Überhitzung Δt mit den tatsächlichen t bei der betreffenden Füllung bloß dann genau überein, wenn diese Füllung einer Expansions-Endspannung von 1,5 Atm. entspricht, d. h. wenn die absolute Admissionsspannung p die oben (in der zweiten Zeile) angenommene Größe hat, was in der Regel nur annähernd der Fall ist. Genauer ergibt sich die jeweilige Überhitzung Δt (und hierzu gehörig y nebst $\frac{1}{y}$ und z) mittels des auf nächster Seite folgenden „Zusatzes".

II. **Condens.**-Maschinen.

A_0. **Mäßige** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	
angenommen p =	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12,5	
Δt =	48°	51°	54°	57°	60°	64°	68°	72°	76°	80°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*191°*	*194°*	*197°*	*200°*	*211°*	*222°*	*232°*	*242°*	*255°*	*269°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,89	0,87	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,03	1,04	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,13	1,145	
z =	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,07	1,07	
+ oder − %	+ 2	+ 2	+ 3	+ 4	+ 4	+ 5	+ 5	+ 6	+ 7	+ 7	%

A. **Mittelhohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	80°	85°	90°	95°	100°	104°	108°	112°	116°	120°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*223°*	*228°*	*233°*	*238°*	*251°*	*262°*	*272°*	*282°*	*295°*	*309°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,87	0,86	0,84	0,83	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,05	1,07	1,09	1,105	1,12	1,14	1,15	1,165	1,18	1,20	
z =	0,98	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,05	
+ oder − %	− 2	− 2	− 1	0	+ 1	+ 2	+ 2	+ 3	+ 4	+ 5	%

B. **Sehr hohe** Überhitzung (bei obigen Füllungen).

Δt =	120°	125°	130°	135°	140°	144°	148°	152°	156°	160°	Cels.
$t = t_0 + \Delta t$ =	*263°*	*268°*	*273°*	*278°*	*291°*	*302°*	*312°*	*322°*	*335°*	*349°*	„
$y = \frac{(N_i)}{N_i}$ =	0,93	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84	0,83	0,82	0,81	0,79	
$\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)}$ =	1,07	1,09	1,12	1,14	1,165	1,19	1,20	1,22	1,24	1,26	
z =	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99	1,01	
+ oder − %	− 8	− 7	− 6	− 5	− 4	− 3	− 2	− 1	− 1	+ 1	%

C. **Höchste** Überhitzung.

zu $\frac{l_1}{l}=$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$\Delta t=$	160°	164°	168°	172°	176°	180°	184°	188°	192°	196° Cels.
$t=t_0+\Delta t=$	*303°*	*307°*	*311°*	*315°*	*327°*	*338°*	*348°*	*358°*	*371°*	*385°* „
$y=\frac{(N_i)}{N_i}=$	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,81	0,80	0,79	0,77	0,75₅
$\frac{1}{y}=\frac{N_i}{(N_i)}=$	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32
$z=$	0,88	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97
+ oder — %	— 12	— 11	— 10	— 8	— 7	— 6	— 6	— 5	— 4	— 3 %

Note. Die Dampftemperaturen $t=t_0+\Delta t$ (*in Cursivschrift*) sind nur annähernd und stimmen bei einer gewissen Überhitzung Δt mit den tatsächlichen t bei der betreffenden Füllung bloß dann genau überein, wenn diese Füllung einer Expansions-Endspannung von 0,5 Atm. entspricht, d. h. wenn die Admissionsspannung p die oben (in der zweiten Zeile) nur nebenbei „angenommene" Größe hat. Genauer ergibt sich die jeweilige Überhitzung Δt (und hierzu gehörig y nebst $\frac{1}{y}$) mittels des folgenden „Zusatzes".

Zusatz (zur leichten Bestimmung der Überhitzung Δt).

p absolute Admissionsspannung in Atm.

t_0 zugehörige Temperatur des gesättigten Dampfes (Cels.)

t jeweilige „ „ überhitzten „ „

$\Delta t=t-t_0$.

zu $p=$	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14 Atm.
$t_0=$	143°	151°	158°	164°	169°	174°	179°	183°	187°	191°	193°

Beispiel. Für eine Condens.-Maschine, welche mit einer Admiss.-Spannung $p=10$ Atm. (absol.) bei einer Füllung $l_1/l=0{,}07$ arbeitet, liefert der Überhitzer einen Dampf von $t=280°$ C. Beiläufig genommen, finden wir in unserem Berechnungs-Schema II, u. zw. unter $l_1/l=0{,}07$ die nächstgelegene Temperatur $t=272°$ bei unserer „mittelhohen" Überhitzung. Andererseits (und genauer) gehört zu $p=10$ die Sättigungstemperatur (abgerundet) $t_0=180°$; es beträgt somit die Überhitzung $\Delta t=t-t_0=100°$; die nächst gelegene Zahl unseres Schemas (unterhalb $l_1/l=0{,}07$) ist $\Delta t=108°$ bei unserer „mittelhohen" Überhitzung, welche somit diesfalls nahezu im Spiele ist.

Wenn im gegebenen Falle der Überhitzer $t=300°$ C liefern würde, so ist diese Temperatur nur um 12° geringer, als $t=312°$ bei unserer „sehr hohen" Überhitzung. Andererseits (und genauer) ist nunmehr $\Delta t=t-t_0=120°$, welche Größe zwischen $\Delta t=108°$ unserer „mittelhohen" und $\Delta t=148°$ unserer „sehr hohen" Überhitzung enthalten ist usw.

Die richtige Directive zur Beurteilung der Höhe der Überhitzung ist (bei der betreffenden Füllung) eigentlich der Temperatur-Unterschied $\Delta t=t-t_0$, und nur bedingungsweise (und beiläufig) die Heißdampftemperatur t selbst.

Mittels der vorhergehenden Schemata I für Auspuff- und II für Condens.-Maschinen kann auf Grund der festgesetzten Höhe der Überhitzung (ob „mäßig“, ob „mittelhoch“, ob „sehr hoch“, ob „höchst“, wobei häufig auch dazwischen liegende Überhitzungsstufen zur Geltung kommen werden) sowohl das Leistungsverhältnis y, als auch der Reduktions-Coëfficient z des nutzbaren Dampfverbrauches C_i' numerisch festgesetzt werden.

Der Gesamt-Dampfverbrauch (C_i) einer Heißdampfmaschine — abgesehen von der (meist minutiösen) Dampflässigkeit der Leitung zugleich die Speisewassermenge — ergibt sich sodann aus dem nutzbaren Dampfverbrauche C_i' und aus dem Abkühlungsverluste C_i'' einer gleichen Naßdampfmaschine nach der folgenden Zusammenstellung, wobei der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') der hier zuletzt folgenden Tabelle (§ 10) zu entnehmen ist.

A_0. bei **mäßiger** Überhitzung (50° bis 80°, im Mittel **65°**)
- Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$
- Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$
- Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}45\,C_i'' + (C_i''')$

A. bei **mittelhoher** Überhitzung (80° bis 120°, im Mittel **100°**)
- Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
- Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}20\,C_i'' + (C_i''')$
- Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}30\,C_i'' + (C_i''')$

B. bei **sehr hoher** Überhitzung (120° bis 160°, im Mittel **140°**)
- Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}05\,C_i'' + (C_i''')$
- Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$
- Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}15\,C_i'' + (C_i''')$

C. bei **höchster** Überhitzung (160° bis 200°, im Mittel **180°**)
- Eincyl.-Masch. $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}03\,C_i'' + (C_i''')$
- Zweicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}06\,C_i'' + (C_i''')$
- Dreicyl.- „ $(C_i) = z\,C_i' + 0{,}09\,C_i'' + (C_i''')$

Anstatt etwaiger Beispiele über die Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen folgen hier erschöpfende Tabellen über die betreffenden Rechnungsresultate, welche mit ihren Überschriften an sich verständlich und ohne Zweifel recht lehrreich sind.*)

Wenngleich diese Tabellen ein reiches Material von Rechnungsresultaten bieten, so erstrecken sich diese Resultate doch nur auf einzelne, allerdings sehr zahlreiche Fälle, u. zw. bei dreierlei Auspuffmaschinen (Eincyl. mit Coulisse, Eincyl. mit Expans. und Zweicyl.-Maschinen), sowie bei dreierlei Condens.-Maschinen (Eincyl.-, Zweicyl.- und Dreicyl.-Maschinen) jedesmal auf vier Maschinenstärken ($N_i = 10$, 50, 250 u. 1000 Pfdst.), jedesmal auf zwei passende Kolbengeschwindigkeiten und jedesmal auf vier absolute Admissionsspannungen ($p = 6$, 8, 10 u. 12 Atm.).

Immerhin wird es sich empfehlen, in jedem gegebenen Falle, wenn es sich um die Ausmittlung einer vorhandenen (bezw. vorhanden gedachten) oder herzustellenden Heißdampfmaschine handelt, diese Ausmittlung an der

*) Außer sehr vielem anderen geht aus diesen Tabellen hervor und ist auch ausdrücklich (unten) bemerkt, daß „die Zweicylinder-Auspuffmaschinen“ ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Überhitzung aber sogar unter 12 Atm. unvorteilhaft sind. Wenn hiermit diese Maschinen einigermaßen zu streng beurteilt sind, bezw. wenn ihnen hiermit ein kleines Unrecht geschieht, so mag dies dahingestellt sein. Groß ist aber dieses Unrecht in keinem Falle.

Hand der vorangehenden „Anleitung“ und mit Hilfe der hier weiters folgenden „Angaben für Naßdampfmaschinen, welche zur Berechnung der Heißdampfmaschinen benötigt werden“ selbständig durchzuführen.

Diese Berechnung besteht lediglich in der Ausführung einiger einfacher Multiplicationen und Additionen.

Hingegen wird die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Naßdampfmaschine wohl kaum anders als mittels des Hilfsbuches I. oder II. Bandes vorzunehmen sein.

Ausdrücklich ist noch hervorzuheben, daß in den folgenden Tabellen bei Berechnung des Dampfverbrauches der Heißdampfmaschinen der Dampflässigkeitsverlust (C_i''') derselben für das Zweicylinder- und Dreicylindersystem ebenso groß angenommen wurde, wie bei den Eincylinder-Maschinen von gleicher Leistung und Kolbengeschwindigkeit, und zwar wurde durchweg (nach der betreffenden Tabelle in § 10) in Rechnung gebracht:

für N_i =	10		50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	1,5	2	2	3	3	4	4 Met.
(C_i''') =	1,95	1,66	0,85	0,67	0,38	0,31	0,20 kg

Hierdurch erscheint (C_i''') und hiermit auch der ganze Dampfverbrauch (C_i) für Heißdampf-Mehrcylindermaschinen (mit „mehrmaliger“ oder „mehrstufiger“ Expansion) etwas zu hoch — sagen wir „einigermaßen ängstlich“ — im Vergleich mit den Eincylinder-Maschinen bemessen.

Wenn man vor der Leichtflüssigkeit des Heißdampfes weniger „ängstlich“ sein will, als es der Verfasser bei der Berechnung dieser Vergleichungstabellen war, so kann man den Dampflässigkeitsverlust der Heißdampfmaschinen (ebenso wie wir es bei den Sattdampfmaschinen taten und tun)

für das Zweicylinder-System um 20 bis 25 Procent,
„ „ Dreicylinder- „ „ 30 „ 40 „

kleiner als bei den Eincylinder-Maschinen annehmen, und somit von den Tafelansätzen des Dampfverbrauches (C_i) der Heißdampfmaschinen Beträge („Diff.“) abziehen, welche folgends abgerundet sind:

für N_i =	50		250		1000 Pfdk.
wenn c =	2	3	3	4	4 Met.
für Zweicyl.-Masch. „Diff.“ =	0,2	0,15	0,1	0,1	0,05 kg
„ Dreicyl.- „ „ =	0,3	0,2	0,15	0,1	0,1 kg

Von wesentlichem Belange ist dieser Umstand nicht.

§ 9. Vergleichungs-Tabellen der Berechnungs-Resultate
für Heißdampfmaschinen
nach dem 2. Kapitel
(definitiv, bei vier Überhitzungsstufen).

Die tabellarischen Angaben gelten sämtlich für **einen einzigen** vor der betreffenden Maschine angebrachten Überhitzer, gleichgültig, ob derselbe (günstigererweise) durch die Kesselfeuerung — **indirect** — mitgeheizt wird, oder aber (ungünstigererweise) ein in besonderem Ofen **direct** geheizter Überhitzer ist.

Im übrigen siehe den vorhergehenden Text.

Durch die vorliegenden Vergleichungs-Tabellen erscheinen die ähnlich eingerichteten Tabellen § 6 weiter ausgebildet, — complettiert, und (wenn man will) zugleich ins reine ausgearbeitet.

Abweichungen der resultierenden Angaben da und dort finden sich (wenn man gut sucht) nur bei der „mäßigen“ und „sehr hohen“ Überhitzung; dieselben sind motiviert und übrigens so geringfügig, daß hierdurch die Verläßlichkeit der Resultate und der ihnen zugrunde liegenden theoretischen Darstellung nur gewinnen kann.

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen **mit Auspuff.**

Nebst dem nutzbaren Dampfverbrauche.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung				Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei Überhitzung			
			mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster		mäßiger	mittelhoher	sehr hoher	höchster
	t (circa) =	*158°*	*223°*	*258°*	*298°*	*338°*	*170°*	*235°*	*270°*	*310°*	*350°*	*179°*	*244°*	*279°*	*319°*	*359°*	*187°*	*252°*	*287°*	*327°*	*367°*
$N_i = 10$	Eincyl. mit Coulisse	0,4 *11,0*	9,8 *11,1*	9,6 *10,3*	9,4 *10,0*	9,1 *9,6*	0,333 *9,4*	9,8 *9,5*	9,6 *8,9*	9,4 *8,6*	9,1 *8,3*	0,3 *8,6*	9,7 *8,8*	9,5 *8,3*	9,3 *7,9*	9,0 *7,6*	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3 *8,9*	9,7 *9,0*	9,5 *8,5*	9,3 *8,2*	9,0 *7,8*	0,25 *7,6*	9,6 *7,8*	9,4 *7,4*	9,1 *7,1*	8,9 *6,8*	0,20 *6,8*	9,4 *7,0*	9,2 *6,7*	8,9 *6,4*	8,7 *6,1*	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincyl. mit Coulisse	0,4 *11,0*	49 *10,1*	48 *10,3*	47 *10,0*	45,5 *9,6*	0,333 *9,4*	49 *9,5*	48 *8,9*	47 *8,6*	45,5 *8,3*	0,3 *8,6*	48,5 *8,8*	47,5 *8,3*	46,5 *7,9*	45 *7,6*	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,3 *8,9*	48,5 *9,0*	47,5 *8,5*	46,5 *8,2*	45 *7,8*	0,25 *7,6*	48 *7,8*	47 *7,4*	45,5 *7,1*	44,5 *6,8*	0,20 *6,8*	47 *7,0*	46 *6,7*	44,5 *6,4*	43,5 *6,1*	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20 *7,7*	47 *7,9*	46 *7,6*	44,5 *7,2*	43,5 *6,9*	0,15 *6,6*	46,5 *6,9*	45 *6,6*	43,5 *6,3*	42 *6,0*	0,125 *6,1*	45,5 *6,4*	44 *6,2*	42,5 *5,9*	41 *5,6*
$N_i = 250$	Eincyl. mit Coulisse	0,333 *10,4*	245 *10,5*	240 *9,9*	235 *9,5*	228 *9,2*	0,3 *9,1*	243 *9,3*	238 *8,7*	233 *8,4*	225 *8,0*	0,25 *8,2*	240 *8,5*	235 *8,0*	228 *7,6*	223 *7,3*	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25 *8,6*	240 *8,9*	235 *8,3*	228 *8,0*	223 *7,7*	0,20 *7,3*	235 *7,5*	230 *7,2*	223 *6,9*	218 *6,6*	0,15 *6,4*	233 *6,7*	225 *6,4*	218 *6,1*	210 *5,8*	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15 *7,5*	233 *7,8*	225 *7,5*	218 *7,1*	210 *6,8*	0,125 *6,5*	228 *6,8*	220 *6,6*	213 *6,2*	205 *6,0*	0,10 *6,0*	225 *6,4*	215 *6,2*	208 *5,9*	200 *5,6*
$N_i = 1000$	Eincyl. mit Coulisse	0,333 *10,4*	980 *10,5*	960 *9,9*	940 *9,5*	910 *9,2*	0,3 *9,1*	970 *9,3*	950 *8,7*	930 *8,4*	900 *8,0*	0,25 *8,2*	960 *8,5*	940 *8,0*	910 *7,6*	890 *7,3*	.	.	.	.	.
	„ „ Expans.	0,25 *8,6*	960 *8,9*	940 *8,3*	910 *8,0*	890 *7,7*	0,20 *7,3*	940 *7,5*	920 *7,2*	890 *6,9*	870 *6,6*	0,15 *6,4*	930 *6,7*	900 *6,4*	870 *6,1*	840 *5,8*	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15 *7,5*	930 *7,8*	900 *7,5*	870 *7,1*	840 *6,8*	0,125 *6,5*	910 *6,8*	880 *6,6*	850 *6,2*	820 *6,0*	0,10 *6,0*	900 *6,4*	860 *6,2*	830 *5,9*	800 *5,6*

Unterhalb der indic. Leistung ist überall der zugehörige nutzbare Dampfverbrauch (C'_i) pro indic. Pferdestunde in kleinerer Cursivschrift angesetzt; unterhalb der Füllung $\frac{l_1}{l}$ steht der nutzbare Dampfverbrauch ohne Überhitzung. *t Dampftemperatur (unterhalb $\frac{l_1}{l}$ ohne Überhitzung).*

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
ohne und mit (mäßiger und mittelhoher) Dampfüberhitzung.

		$p = 6$				$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim C_i = $s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim C_i = $s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim C_i = $s\,C_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim C_i = $s\,C_i$
		Überhitzung					Überhitzung					Überhitzung					Überhitzung			
			mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.
t (*circa*) =	.	155°	223°	258°	256°	.	170°	235°	270°	270°	.	179°	244°	279°	279°	.	187°	252°	267°	287°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	17,0	13,8	12,8	10,3	0,333	15,6	12,2	11,4	8,9	0,3	14,9	11,5	10,7	8,3	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	13,7	11,5	10,8	8,5	0,25	12,2	10,3	9,7	7,4	0,20	11,4	9,4	8,9	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	16,2	13,4	12,4	10,3	0,333	14,8	11,8	11,0	8,9	0,3	14,0	11,1	10,4	8,3	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	13,1	11,1	10,5	8,5	0,25	11,6	9,9	9,3	7,4	0,20	10,7	9,1	8,6	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	15,6	12,6	11,6	10,3	0,333	14,2	11,0	10,2	8,9	0,3	13,5	10,3	9,5	8,3	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	12,5	10,3	9,7	8,5	0,25	11,1	9,1	8,5	7,4	0,20	10,2	8,3	7,8	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,7	9,6	8,9	7,5	0,15	9,6	8,5	8,0	6,6	0,125	8,9	8,0	7,5	6,2
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,4	14,7	12,3	11,3	10,3	0,333	13,3	10,7	9,9	8,9	0,3	12,6	10,0	9,3	8,3	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,3	11,8	10,0	9,5	8,5	0,25	10,4	8,8	8,3	7,4	0,20	9,5	8,0	7,6	6,7	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,20	10,2	9,2	8,6	7,5	0,15	9,0	8,1	7,7	6,6	0,125	8,4	7,7	7,2	6,2
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,3	11,4	10,6	9,9	0,3	13,0	10,2	9,5	8,7	0,25	12,3	9,4	8,7	8,0	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,4	9,6	9,0	8,3	0,20	10,0	8,3	7,8	7,2	0,15	9,2	7,4	7,0	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	10,2	8,9	8,4	7,5	0,125	9,0	7,9	7,4	6,6	0,10	8,3	7,4	7,0	6,2
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,8	11,3	10,5	9,9	0,3	12,5	10,1	9,4	8,7	0,25	11,7	9,3	8,6	8,0	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	11,0	9,5	8,9	8,3	0,20	9,7	8,2	7,7	7,2	0,15	8,8	7,3	6,9	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,8	8,7	8,2	7,5	0,125	8,6	7,7	7,3	6,6	0,10	8,0	7,2	6,9	6,2
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,7	11,2	10,4	9,9	0,3	12,4	9,9	9,3	8,7	0,25	11,6	9,1	8,5	8,0	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	0,25	10,9	9,4	8,8	8,3	0,20	9,6	8,1	7,6	7,2	0,15	8,8	7,2	6,8	6,4	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,15	9,7	8,6	8,1	7,5	0,125	8,6	7,6	7,1	6,6	0,10	7,9	7,1	6,7	6,2

Die Zweicylinder-Auspuffmaschinen sind ohne Überhitzung unter 10 Atm., mit Überhitzung aber unter 12 Atm. unvorteilhaft.
Die nächstrechtsseitige Bemerkung (bezügl. lim C_i) ist auch hier gültig. — māss. = mäßig; mi. h. = mittelhoch; *t Dampftemperatur*

Indic. Leistung (N_i) mit Dampfüberhitzung im Vergleiche mit N_i ohne Überhitzung bei gleichen Maschinen mit Condens.

Nebst dem nutzbaren Dampfverbrauche.

N_i ohne Überhitzung		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger Überhitzung	mittelhoher	sehr hoher	höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger Überhitzung	mittelhoher	sehr hoher	höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger Überhitzung	mittelhoher	sehr hoher	höchster	Füllung $\frac{l_1}{l}$	(N_i) bei mäßiger Überhitzung	mittelhoher	sehr hoher	höchster
	t (circa) =	*158°*	*223°*	*258°*	*298°*	*338°*	*170°*	*235°*	*270°*	*310°*	*350°*	*179°*	*244°*	*279°*	*319°*	*359°*	*187°*	*252°*	*287°*	*327°*	*367°*
$N_i = 10$	Eincylinder-Masch.	0,15 *5,7*	9,4 *5,9*	9,2 *5,6*	8,9 *5,4*	8,7 *5,1*	0,125 *5,3*	9,3 *5,5*	9,1 *5,3*	8,8 *5,0*	8,5 *4,9*	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$	Eincylinder-Masch.	0,15 *5,7*	47 *5,9*	46 *5,6*	44,5 *5,4*	43,5 *5,1*	0,125 *5,3*	46,5 *5,5*	45,5 *5,3*	44 *5,0*	42,5 *4,9*	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,125 *5,4*	46,5 *5,6*	45,5 *5,4*	44 *5,1*	42,5 *5,0*	0,10 *4,9*	46,5 *5,1*	44,5 *4,9*	43 *4,7*	41,5 *4,6*	0,07 *4,4*	45,5 *4,6*	43,5 *4,5*	41,5 *4,3*	40 *4,1*	0,06 *4,2*	45 *4,5*	43 *4,3*	41 *4,2*	39,5 *4,0*
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,07 *4,5*	45,5 *4,7*	43,5 *4,6*	41,5 *4,4*	40 *4,2*	0,06 *4,2*	45 *4,5*	43 *4,3*	41 *4,2*	39,5 *4,0*	0,05 *3,9*	44,5 *4,2*	42 *4,1*	40,5 *3,9*	38,5 *3,7*
$N_i = 250$	Eincylinder-Masch.	0,125 *5,5*	233 *5,7*	228 *5,5*	220 *5,2*	213 *5,1*	0,10 *5,1*	233 *5,3*	223 *5,1*	215 *4,9*	208 *4,7*	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10 *5,2*	233 *5,4*	223 *5,2*	215 *5,0*	208 *4,8*	0,08 *4,7*	228 *4,9*	218 *4,8*	210 *4,6*	203 *4,4*	0,06 *4,3*	225 *4,6*	215 *4,4*	205 *4,3*	198 *4,1*	0,05 *4,1*	223 *4,4*	210 *4,3*	203 *4,1*	193 *3,9*
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,06 *4,3*	225 *4,6*	215 *4,4*	205 *4,3*	198 *4,1*	0,05 *4,0*	223 *4,3*	210 *4,2*	203 *4,0*	193 *3,8*	0,04 *3,7*	218 *4,0*	208 *3,9*	198 *3,7*	193 *3,6*
$N_i = 1000$	Eincylinder-Masch.	0,125 *5,5*	930 *5,7*	910 *5,5*	880 *5,2*	850 *5,1*	0,10 *5,1*	930 *5,3*	890 *5,1*	860 *4,9*	830 *4,7*	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „	0,10 *5,2*	930 *5,4*	890 *5,2*	860 *5,0*	830 *4,8*	0,08 *4,7*	910 *4,9*	870 *4,7*	840 *4,6*	810 *4,4*	0,06 *4,3*	900 *4,6*	860 *4,4*	820 *4,3*	790 *4,1*	0,05 *4,1*	890 *4,4*	840 *4,3*	810 *4,1*	770 *3,9*
	Dreicylinder- „	.	.	.	.	.	0,06 *4,3*	900 *4,6*	860 *4,4*	820 *4,3*	790 *4,1*	0,05 *4,0*	890 *4,3*	840 *4,2*	810 *4,0*	770 *3,8*	0,04 *3,7*	870 *4,0*	830 *3,9*	790 *3,7*	760 *3,6*

Unterhalb der indic. Leistung ist überall der zugehörige nutzbare Dampfverbrauch ($C'i$) pro indic. Pferdestunde in kleinerer Cursivschrift angesetzt; unterhalb der Füllung $\frac{l_1}{l}$ steht der nutzbare Dampfverbrauch ohne Überhitzung. *t Dampftemperatur (unterhalb* $\frac{l_1}{l}$ *ohne Überhitzung).*

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
ohne und mit (mäßiger und mittelhoher) Dampfüberhitzung.

		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim $C_i = z\,C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim $C_i = z\,C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim $C_i = z\,C'_i$	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit		lim $C_i = z\,C'_i$
			Überhitzung					Überhitzung					Überhitzung					Überhitzung			
				mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.			mäss.	mi. h.	mi. h.
	t (*circa*) =	.	158°	223°	258°	258°	.	170°	235°	270°	270°	.	179°	244°	279°	279°	.	187°	252°	287°	287°
$N_i = 10$, $c = 1,5$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,15	10,5	8,4	7,9	5,6	0,125	10,1	8,0	7,6	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,15	9,9	8,0	7,6	5,6	0,125	9,4	7,6	7,3	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,15	9,3	7,2	6,8	5,6	0,125	8,9	6,8	6,5	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	0,125	8,3	7,2	6,7	5,4	0,10	7,7	6,6	6,2	4,9	0,07	6,9	6,1	5,7	4,5	0,06	6,7	5,9	5,6	4,3
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	0,07	6,9	6,5	6,0	4,6	0,06	6,5	6,2	5,7	4,3	0,05	6,1	5,8	5,5	4,1
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,15	8,7	7,0	6,6	5,6	0,125	8,2	6,5	6,2	5,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	0,125	7,7	6,8	6,5	5,4	0,10	7,1	6,3	5,9	4,9	0,07	6,4	5,8	5,5	4,5	0,06	6,2	5,6	5,3	4,3
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	0,07	6,4	6,1	5,7	4,6	0,06	6,0	5,8	5,5	4,3	0,05	5,7	5,5	5,2	4,1
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,125	8,3	6,5	6,1	5,5	0,10	7,9	6,1	5,7	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	0,10	7,5	6,4	6,0	5,2	0,08	6,9	5,9	5,5	4,8	0,06	6,1	5,4	5,1	4,4	0,05	5,9	5,3	5,0	4,3
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	0,06	6,2	5,7	5,3	4,4	0,05	5,8	5,4	5,0	4,2	0,04	5,5	5,0	4,7	3,9
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,125	7,9	6,4	6,0	5,5	0,10	7,5	5,9	5,6	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	0,10	7,2	6,3	5,9	5,2	0,08	6,6	5,7	5,4	4,8	0,06	5,9	5,3	5,0	4,4	0,05	5,7	5,1	4,9	4,3
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,5	5,2	4,4	0,05	5,6	5,2	4,9	4,2	0,04	5,2	4,9	4,6	3,9
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincylinder-Masch. . . .	0,125	7,9	6,2	5,9	5,5	0,10	7,4	5,8	5,5	5,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder- „ . . .	0,10	7,1	6,1	5,8	5,2	0,08	6,5	5,6	5,3	4,8	0,06	5,8	5,2	4,9	4,4	0,05	5,6	5,0	4,7	4,3
	Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	0,06	5,9	5,4	5,1	4,4	0,05	5,5	5,1	4,8	4,2	0,04	5,1	4,7	4,5	3,9

Note: lim $C_i = z\,C'_i$ (nutzb. Dampfverbr.) Grenze des Gesamtdampfverbrauches C_i bei mittelhoher Überhitzung (um 80° bis 120°) mittels einfachen Überhitzers nicht erreichbar, mittels zweier Überhitzer mit fraglichem Vorteil nahezu erreichbar. *t Dampftemperatur.*

Dampf-Consum exacter Auspuff-Maschinen
einerseits **ohne** Überhitzung,
andererseits bei **allen** Modalitäten der Überhitzung.

$p = 8$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung: mäss.	mi. h.	s. h.	hst.	extr. lim C_i
t (*circa*) =	.	170°	235°	270°	310°	350°	350°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	15,6	12,2	11,4	10,7	10,4	8,3
„ „ Expans.	0,25	12,2	10,3	9,7	9,2	8,8	6,8
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,8	11,8	11,0	10,4	10,1	8,3
„ „ Expans.	0,25	11,6	9,9	9,3	8,9	8,5	6,8
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	14,2	11,0	10,2	9,6	9,2	8,3
„ „ Expans.	0,25	11,1	9,1	8,5	8,1	7,7	6,8
Zweicylinder-Masch.	0,20	10,7	9,6	8,9	8,3	7,9	6,9
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,333	13,3	10,7	9,9	9,4	9,0	8,3
„ „ Expans.	0,25	10,4	8,8	8,3	7,9	7,5	6,8
Zweicylinder-Masch.	0,20	10,2	9,2	8,6	8,1	7,7	6,9
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	13,0	10,2	9,5	8,9	8,5	8,0
„ „ Expans.	0,20	10,0	8,3	7,8	7,4	7,0	6,6
Zweicylinder-Masch.	0,15	10,2	8,9	8,4	7,7	7,4	6,8
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,5	10,1	9,4	8,8	8,4	8,0
„ „ Expans.	0,20	9,7	8,2	7,7	7,3	6,9	6,6
Zweicylinder-Masch.	0,15	9,8	8,7	8,2	7,6	7,3	6,8
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,4	9,9	9,3	8,7	8,3	8,0
„ „ Expans.	0,20	9,6	8,1	7,6	7,2	6,8	6,6
Zweicylinder-Masch.	0,15	9,7	8,6	8,1	7,5	7,2	6,8

$p = 10$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung: mäss.	mi. h.	s. h.	hst.	extr. lim C_i
t (*circa*) =	.	179°	244°	279°	319°	359°	359°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	14,9	11,5	10,7	10,1	9,7	7,6
„ „ Expans.	0,20	11,4	9,4	8,9	8,5	8,2	6,1
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	14,0	11,1	10,4	9,8	9,4	7,6
„ „ Expans.	0,20	10,7	9,1	8,6	8,2	7,9	6,1
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	13,5	10,3	9,5	9,0	8,5	7,6
„ „ Expans.	0,20	10,2	8,3	7,8	7,4	7,1	6,1
Zweicylinder-Masch.	0,15	9,6	8,5	8,0	7,4	7,0	6,0
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,3	12,6	10,0	9,3	8,8	8,2	7,6
„ „ Expans.	0,20	9,5	8,0	7,6	7,2	6,9	6,1
Zweicylinder-Masch.	0,15	9,0	8,1	7,7	7,1	6,8	6,0
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,25	12,3	9,4	8,7	8,2	7,9	7,3
„ „ Expans.	0,15	9,2	7,4	7,0	6,6	6,3	5,8
Zweicylinder-Masch.	0,125	9,0	7,9	7,4	7,1	6,6	6,0
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,25	11,7	9,3	8,6	8,1	7,7	7,3
„ „ Expans.	0,15	8,8	7,3	6,9	6,5	6,2	5,8
Zweicylinder-Masch.	0,125	8,6	7,7	7,3	6,7	6,5	6,0
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	0,25	11,6	9,1	8,5	8,0	7,6	7,3
„ „ Expans.	0,15	8,8	7,2	6,8	6,4	6,1	5,8
Zweicylinder-Masch.	0,125	8,6	7,6	7,1	6,6	6,4	6,0

$p = 12$

	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung: mäss.	mi. h.	s. h.	hst.	extr. lim C_i
t (*circa*) =	.	187°	252°	287°	327°	367°	367°
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	0,125	8,9	8,0	7,5	6,9	6,7	5,7
$N_i = 50$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	0,125	8,4	7,7	7,2	6,7	6,5	5,7
$N_i = 250$, $c = 3$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	0,10	8,3	7,4	7,0	6,5	6,1	5,6
$N_i = 250$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	0,10	8,0	7,2	6,9	6,4	6,1	5,6
$N_i = 1000$, $c = 4$ m: Eincyl. mit Coulisse	.	.	.	.	.	.	.
„ „ Expans.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder-Masch.	0,10	7,9	7,1	6,7	6,3	5,9	5,6

mäss. = mäßige; mi. h. = mittelhohe; s. h. = sehr hohe; hst. = höchste Überhitzung; t *Dampftemperatur*.
Siehe auch Note rechts (betreffs extr. lim C_i).

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen
einerseits **ohne** Überhitzung,
andererseits bei **allen** Modalitäten der Überhitzung.

	$p = 8$							$p = 10$							$p = 12$						
	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung				extr. lim C_i	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung				extr. lim C_i	$\frac{l_1}{l}$	ohne	mit Überhitzung				extr. lim C_i
			mäss.	mi. h.	s. h.	hst.				mäss.	mi. h.	s. h.	hst.				mäss.	mi. h.	s. h.	hst.	
t (*circa*) =	.	170°	235°	270°	310°	350°	350°	.	179°	244°	279°	319°	359°	359°	.	187°	252°	287°	327°	367°	367°
$N_i = 10$, c = 1,5 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,125	10,1	8,0	7,6	7,2	6,9	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, c = 2 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,125	9,4	7,6	7,3	6,8	6,6	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Dreicylinder- „ . . .	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, c = 2 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,125	8,9	6,8	6,5	6,0	5,8	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	0,10	7,7	6,6	6,2	5,8	5,5	4,6	0,07	6,9	6,1	5,7	5,4	5,1	4,1	0,06	6,7	5,9	5,6	5,2	5,0	4,0
Dreicylinder- „ . .	0,07	6,9	6,5	6,0	5,6	5,3	4,2	0,06	6,5	6,2	5,7	5,3	5,0	4,0	0,05	6,1	5,8	5,5	5,0	4,8	3,7
$N_i = 50$, c = 3 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,125	8,2	6,5	6,2	5,8	5,6	4,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	0,10	7,1	6,3	5,9	5,5	5,3	4,6	0,07	6,4	5,8	5,5	5,1	4,9	4,1	0,06	6,2	5,6	5,3	5,0	4,8	4,0
Dreicylinder- „ . . .	0,07	6,4	6,1	5,7	5,3	5,0	4,2	0,06	6,0	5,8	5,5	5,1	4,8	4,0	0,05	5,7	5,5	5,2	4,8	4,5	3,7
$N_i = 250$, c = 3 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,10	7,9	6,1	5,7	5,4	5,2	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	0,08	6,9	5,9	5,5	5,1	4,9	4,4	0,06	6,1	5,4	5,1	4,8	4,6	4,1	0,05	5,9	5,3	5,0	4,6	4,4	3,9
Dreicylinder- „ . . .	0,06	6,2	5,7	5,3	4,9	4,6	4,1	0,05	5,8	5,4	5,0	4,6	4,4	3,8	0,04	5,5	5,0	4,7	4,3	4,1	3,6
$N_i = 250$, c = 4 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,10	7,5	5,9	5,6	5,3	5,1	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	0,08	6,6	5,7	5,4	5,0	4,8	4,4	0,06	5,9	5,3	5,0	4,7	4,5	4,1	0,05	5,7	5,1	4,9	4,5	4,3	3,9
Dreicylinder- „ . . .	0,06	5,9	5,5	5,2	4,8	4,5	4,1	0,05	5,6	5,2	4,9	4,5	4,3	3,8	0,04	5,2	4,9	4,6	4,2	4,0	3,6
$N_i = 1000$, c = 4 m: Eincylinder-Masch. . . .	0,10	7,4	5,8	5,5	5,2	5,0	4,7	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Zweicylinder- „ . . .	0,08	6,5	5,6	5,3	4,9	4,7	4,4	0,06	5,8	5,2	4,9	4,6	4,4	4,1	0,05	5,6	5,0	4,7	4,4	4,2	3,9
Dreicylinder- „ . . .	0,06	5,9	5,4	5,1	4,7	4,4	4,1	0,05	5,5	5,1	4,8	4,4	4,2	3,8	0,04	5,1	4,7	4,5	4,1	3,9	3,6

Extr. lim C_i (gleich dem nutzbaren Dampfverbrauche bei höchster Überhitzung) ist die äußerste Grenze des Dampf-Consums, überhaupt unerreichbar.

§ 10.

Übersicht derjenigen

Angaben für Naßdampfmaschinen,

welche zur **Berechnung der Heißdampfmaschinen** vornehmlich benötigt werden.

Die Naßdampfmaschinen sind mit Dampfhemd gemeint.
Die Ausmittlung der einer Heißdampfmaschine zugrunde liegenden Naßdampfmaschine geschieht nach dem Hilfsbuche, I. oder II. Teil.

Hauptformeln:

O wirksame Kolbenfläche in m^2

$\mathfrak{A} = 10000$ kg pro m^2 atmosph. Druck (1 kg pro cm^2)

c Kolbengeschwindigkeit in m; p_i indic. Spannung in Atm. 75 mkg = 1 Pfdk.

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} O c p_i = \frac{400}{3} O c p_i$$

$$\frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} O p_i$$

$$O c = \frac{3}{400} \frac{N_i}{p_i}; \quad O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}$$

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ (ohne den Leitungsverlust und den Nässegehalt des Kesseldampfes).

Indicierte Spannungen p_i (in Atm.) bei Auspuff-Maschinen.

1. **Eincylinder**-Maschinen mit **Coulisse**.

$\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	Die diesen Maschinen eigentümliche Compression ist in den Angaben von p_i berücksichtigt.
p = 4	2,57	2,37	2,12	1,81	1,43	1,13	0,96	0,71	.	.	.	
5	3,48	3,24	2,93	2,55	2,09	1,72	1,52	1,20	0,86	.	.	
6	4,39	4,10	3,74	3,29	2,75	2,32	2,08	1,69	1,25	0,75	.	
7	5,30	4,96	4,55	4,03	3,40	2,91	2,64	2,17	1,64	1,02	0,66	
p = 8	6,20	5,82	5,35	4,77	4,06	3,50	3,19	2,66	2,04	1,28	0,84	
9	7,11	6,69	6,16	5,51	4,72	4,10	3,75	3,15	2,43	1,54	1,02	
10	8,02	7,55	6,97	6,25	5,38	4,69	4,31	3,64	2,83	1,81	1,20	
11	8,92	8,41	7,78	7,00	6,04	5,28	4,87	4,13	3,22	2,07	1,38	
12	9,83	9,28	8,58	7,74	6,70	5,88	5,42	4,62	3,62	2,34	1,56	

2. **Eincylinder**-Maschinen mit **Expansion**.

$\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	Compress. subtr. Δ
												m = 0,05
p = 4	2,55	2,38	2,16	1,86	1,62	1,48	1,25	0,9	0,69	.	.	0,08
5	3,47	3,27	2,98	2,61	2,31	2,14	1,85	1,53	1,15	0,94	.	0,15
6	4,40	4,15	3,81	3,37	3,00	2,70	2,45	2,06	2,61	1,36	1,09	0,22
7	5,32	5,03	4,64	4,12	3,69	3,45	3,05	2,60	2,07	1,78	1,46	0,29
p = 8	6,25	5,91	5,46	4,87	4,39	4,11	3,65	3,13	2,53	2,20	1,84	0,37
9	7,17	6,80	6,29	5,62	5,08	4,77	4,25	3,66	2,99	2,62	2,21	0,46
10	8,10	7,68	7,12	6,38	5,77	5,43	4,85	4,20	3,45	3,03	2,58	0,57
11	9,02	8,56	7,94	7,13	6,46	6,08	5,45	4,73	3,91	3,45	2,96	0,68
12	9,95	9,45	8,77	7,88	7,15	6,74	6,05	5,27	4,37	3,87	3,33	0,81

3. **Zweicylinder**-Auspuff-Maschinen (mit Expans.).

red. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	Compress. subtr. Δ
									m = 0,04
p = 9	3,77	3,21	2,54	2,17	1,76	1,39	.	.	0,15
10	4,27	3,65	2,92	2,50	2,05	1,64	1,42	.	0,17
11	4,77	4,10	3,29	2,83	2,34	1,89	1,65	1,40	0,19
p = 12	5,27	4,54	3,67	3,17	2,63	2,14	1,88	1,61	0,20
13	5,75	4,97	4,03	3,49	2,90	2,38	2,10	1,81	0,22
14	6,23	5,39	4,39	3,82	3,18	2,62	2,32	2,01	0,23

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die Größen Δ der letzten Spalten sind bei Compression des Vorderdampfes bis zur Einström-Spannung von den tabellarischen Angaben abzuziehen, wenn bei Eincylinder-Maschinen der schädliche Raum m = 0,05 und bei Zweicylinder-Maschinen m = 0,04 übrigens sind Δ und m einander nahezu proportional.

Indicierte Spannungen p_i (in Atm.) bei Condens.-Maschinen.

1. Eincylinder - Maschinen.

$\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	Compress. subtr. Δ
												$m = 0{,}035$
$p = 3$	2,26	2,04	1,86	1,75	1,58	1,38	1,16	1,03	0,90	0,72	0,59	0,15
4	3,09	2,79	2,55	2,41	2,18	1,92	1,62	1,45	1,27	1,03	0,86	0,24
5	3,91	3,54	3,24	3,07	2,78	2,45	2,08	1,87	1,65	1,35	1,13	0,33
$p = 6$	4,74	4,30	3,93	3,73	3,38	2,99	2,54	2,29	2,02	1,66	1,40	0,42
7	5,57	5,05	4,62	4,38	3,98	3,52	3,00	2,71	2,39	1,98	1,67	0,52
8	6,39	5,80	5,32	5,04	4,58	4,06	3,46	3,13	2,77	2,29	1,94	0,62
9	7,22	6,55	6,01	5,70	5,18	4,59	3,92	3,55	3,14	2,60	2,21	0,72

2. Zweicylinder-Maschinen (mit zweimaliger Expansion).

red. $\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	Compress. subtr. Δ
											$m = 0{,}04$
$p = 4$	1,98	1,73	1,43	1,27	1,08	0,92	0,83	0,74	0,65	.	0,10
5	2,51	2,19	1,83	1,62	1,39	1,18	1,07	0,96	0,84	.	0,13
6	3,02	2,65	2,21	1,96	1,69	1,45	1,32	1,18	1,03	0,88	0,16
7	3,53	3,10	2,60	2,31	1,99	1,70	1,55	1,39	1,23	1,05	0,19
$p = 8$	4,04	3,56	2,98	2,65	2,28	1,96	1,79	1,61	1,42	1,21	0,21
9	4,55	4,00	3,36	2,99	2,58	2,22	2,03	1,82	1,61	1,38	0,23
10	5,05	4,45	3,74	3,33	2,88	2,48	2,26	2,03	1,79	1,54	0,26
11	5,58	4,92	4,13	3,68	3,18	2,74	2,51	2,26	1,99	1,71	0,28
12	6,10	5,38	4,53	4,04	3,49	3,01	2,75	2,48	2,19	1,89	0,31

3. Dreicylinder-Maschinen (mit dreimaliger Expansion).

red. $\frac{l_1}{l} =$	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02	Compress. subtr. Δ
												$m = 0{,}04$
$p = 9$	2,85	2,46	2,12	1,93	1,74	1,52	1,31	1,19	1,07	0,94	0,81	0,11
10	3,16	2,73	2,35	2,15	1,93	1,69	1,45	1,32	1,18	1,04	0,90	0,12
11	3,48	3,01	2,59	2,37	2,13	1,87	1,60	1,45	1,30	1,15	0,99	0,13
$p = 12$	3,80	3,29	2,83	2,58	2,33	2,04	1,75	1,59	1,42	1,25	1,07	0,14
13	4,11	3,56	3,06	2,80	2,52	2,20	1,89	1,71	1,53	1,34	1,15	0,16
14	4,43	3,83	3,29	3,01	2,71	2,37	2,03	1,84	1,64	1,44	1,23	0,18

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die Größen Δ der letzten Spalten sind bei Compression bis zur Einströmungs-Spannung von den tabellarischen Angaben abzuziehen, wenn bei Eincylinder-Maschinen $m = 0{,}035$, bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen jedoch $m = 0{,}04$; übrigens sind Δ und m einander nahezu proportional.

Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' (pro indic. Pfdstde. in kg) bei Auspuff-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen mit Coulisse.

$\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
$p=4$	17,9	16,7	15,6	**14,7**	**14,0**	13,7	13,7	13,7	.	.
5	16,4	15,3	14,2	13,3	**12,4**	11,9	11,6	11,3	10,8	.
6	15,5	14,4	13,4	12,4	11,5	**10,9**	10,6	10,2	9,8	9,4
7	14,9	13,9	12,8	11,9	10,9	**10,3**	**10,0**	9,6	9,2	8,9
$p=8$	14,5	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	**9,6**	9,2	8,9	8,5
9	14,2	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	**9,4**	8,9	8,6	8,3
10	13,9	12,9	11,9	11,0	10,0	9,4	9,1	**8,7**	8,4	8,1
11	13,7	12,7	11,7	10,8	9,9	9,3	9,0	**8,6**	**8,3**	8,0
12	13,6	12,5	11,6	10,7	9,9	9,2	8,9	8,6	**8,2**	7,9

2. Eincylinder-Maschinen mit Expansion.

$\frac{l_1}{l}=$	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p=4$	15,8	14,6	13,5	12,6	**12,1**	12,0	11,9	12,2	13,3	.	.
5	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	**10,4**	10,2	10,1	10,2	10,7	.
6	13,7	12,5	11,4	10,5	9,9	9,6	**9,3**	9,0	9,0	9,1	9,4
7	13,1	12,0	10,9	10,0	9,4	9,1	8,7	**8,4**	8,2	8,2	8,4
$p=8$	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	**8,0**	7,7	7,7	7,7
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	**7,7**	**7,4**	7,3	7,3
10	12,2	11,1	10,1	9,1	8,5	8,3	7,9	7,5	**7,1**	7,0	7,0
11	12,0	10,9	9,9	8,9	8,4	8,1	7,7	7,3	**6,9**	6,8	6,7
12	11,8	10,7	9,7	8,8	8,2	7,9	7,5	7,1	**6,8**	**6,6**	6,5

3. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen (mit Expansion).

red. $\frac{l_1}{l}=$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p=9$	8,0	7,6	**7,4**	7,3	7,4	7,7	.	.
10	7,7	7,2	**6,9**	**6,8**	6,8	6,9	7,1	.
11	7,5	7,1	**6,7**	**6,6**	6,5	6,6	6,7	6,9
$p=12$	7,4	7,0	6,6	**6,4**	6,3	6,3	6,4	6,5
13	7,3	6,8	6,4	**6,2**	**6,1**	6,1	6,2	6,2
14	7,2	6,7	6,3	6,1	**5,9**	5,9	5,9	6,0

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die fettgedruckten Beträge von C_i' gehören den beiläufig günstigsten Füllungen an.

Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' (pro indic. Pfdstde. in kg) bei Condens.-Maschinen.

1. Eincylinder-Maschinen.

$\frac{l_1}{l}$ =	**0,5**	**0,4**	**0,333**	**0,3**	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,07**	**0,05**
p = **3**	10,3	9,3	8,7	8,4	**7,9**	**7,5**	7,0	6,9	6,7	6,6	6,6
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	**7,2**	**6,7**	6,5	6,3	6,1	6,1
5	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	**6,5**	**6,3**	6,1	5,9	5,8
p = **6**	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	**6,2**	5,9	5,7	5,6
7	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	**6,0**	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,1	**5,9**	**5,7**	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	**5,7**	5,4	5,3

Bei exacten Maschinen kann C_i' um 0,6 kg kleiner ausfallen.

2. Zweicylinder-Maschinen.

red. $\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
p = **4**	7,2	6,7	6,1	**5,8**	5,6	5,5	5,5	5,5	.	.
5	7,0	6,4	5,9	5,5	**5,3**	5,2	5,1	5,1	5,0	.
6	6,9	6,3	5,8	5,4	**5,2**	**5,0**	4,9	4,9	4,8	4,8
7	6,8	6,2	5,6	5,3	5,0	**4,8**	**4,7**	4,6	4,6	4,5
p = **8**	6,8	6,2	5,6	5,3	4,9	4,7	**4,6**	4,5	4,4	4,4
9	6,7	6,1	5,5	5,2	4,9	4,6	**4,5**	**4,4**	4,3	4,2
10	6,7	6,1	5,5	5,1	4,8	4,5	**4,4**	**4,3**	4,2	4,1
11	.	6,0	5,4	5,1	4,8	4,5	4,3	**4,2**	4,2	4,1
12	.	.	5,4	5,0	4,7	4,5	4,3	**4,2**	**4,1**	4,0

3. Dreicylinder-Maschinen.

red. $\frac{l_1}{l}$ =	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	**0,035**	**0,03**	**0,025**	**0,02**
p = **9**	4,9	4,6	4,4	**4,3**	**4,1**	3,9	3,8	3,7	3,6	3,4
10	.	4,5	4,4	4,2	**4,0**	3,8	3,7	3,6	3,5	3,3
11	.	4,5	4,3	4,2	**4,0**	**3,8**	3,7	3,6	3,5	3,3
p = **12**	.	4,5	4,3	4,1	4,0	**3,7**	3,7	3,5	3,4	3,3
13	.	4,4	4,3	4,1	3,9	**3,7**	**3,6**	3,5	3,4	3,3
14	.	4,4	4,2	4,1	3,9	**3,7**	**3,6**	3,5	3,4	3,3

p absol. Admiss.-Spannung in Atm.

Die fettgedruckten Beträge von C_i' gehören den beiläufig günstigsten Füllungen an.

Abkühlungsverlust C_i'' der Naßdampfmaschinen
pro indic. Pfdk. u. Stde. in kg.

(Die Naßdampfmaschinen sind mit Dampfhemd gemeint.)

Abkühlungsverlust C_i'' der **Auspuff**-Maschinen (für das Hubverhältnis $l:D=2:1$).

Kolbengeschwindigkeit $c =$	0,4	0,6	0,8	1 m	1,2	1,4	1,6	1,8	2 m	2,3	2,6	3 m	3,5	4,0	4,5	5,0	6 m
Eincylinder-Masch. mit Coulisse $C_i'' =$	9,5	7,7	6,7	6,0	5,5	5,1	4,7	4,5	4,2	4,0	3,7	3,5	3,2	3,0	2,8	2,7	2,45
„ „ „ Expans. $C_i'' =$	7,9	6,5	5,6	5,0	4,6	4,2	4,0	3,7	3,5	3,3	3,1	2,9	2,7	2,5	2,4	2,2	2,0
Zweicylinder-Masch. $C_i'' =$	6,3	5,2	4,5	4,0	3,7	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6

Abkühlungsverlust C_i'' der **Condens.**-Maschinen (für das Hubverhältnis $l:D=2:1$).

Kolbengeschwindigkeit $c =$	0,4	0,6	0,8	1 m	1,2	1,4	1,6	1,8	2 m	2,3	2,6	3 m	3,5	4,0	4,5	5,0	6 m
Eincylinder-Masch. . . . . $C_i'' =$	7,9	6,5	5,6	5,0	4,6	4,2	4,0	3,7	3,5	3,3	3,1	2,9	2,7	2,5	2,4	2,2	2,0
Zweicylinder-Masch. . . . . . . $C_i'' =$	6,3	5,2	4,5	4,0	3,7	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6
Dreicylinder-Masch. . . . . . $C_i'' =$	4,7	3,9	3,4	3,0	2,7	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2

Corrections-Coëfficienten für den Abkühlungsverlust
für verschiedene Hubverhältnisse $l:D$ des Admission-Cylinders
(bei Mehrcylinder-Maschinen den Hochdruck-Cylinder betreffend).

Wenn $l:D =$	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Coëffic. =	0,73	0,77	0,82	0,87	0,91	0,96	1	1,08	1,15	1,22	1,29	1,35	1,41

Ausführlicheres über den Abkühlugsverlust (und über alles andere) ist in des Verfassers „Hilfsbuch für Dampfmasch.-Techniker" zu finden. Da bei den Heißdampfmaschinen dieser Verlust nur zum Teile in Rechnung kommt, so ist hier das Angeführte genügend.

Dampflässigkeitsverlust (C_i''') (in den Dampfcylindern) pro indic. Pfdk. u. Stde. in kg. bei **exacten Heißdampfmaschinen** (mit Auspuff und mit Condens.)

N_i Pfdk. ind.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.							
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
5	4,46	3,80	3,42	3,03	2,66	2,29	2,03	1,85
6	4,24	3,60	3,22	2,87	2,52	2,16	1,92	1,74
7	4,01	3,40	3,03	2,71	2,37	2,04	1,81	1,64
8	3,78	3,20	2,84	2,54	2,23	1,91	1,69	1,54
9	3,55	3,00	2,65	2,38	2,09	1,79	1,58	1,43
10	3,23	2,81	2,46	2,22	1,95	1,67	1,47	1,33
12	3,16	2,67	2,34	2,11	1,85	1,58	1,39	1,26
14	3,01	2,53	2,22	2,00	1,75	1,49	1,32	1,19
16	2,85	2,40	2,10	1,88	1,65	1,40	1,24	1,12
18	2,69	2,26	1,98	1,77	1,55	1,32	1,17	1,04
20	2,53	2,12	1,85	1,66	1,46	1,23	1,09	0,98
22	2,46	2,06	1,80	1,61	1,41	1,19	1,05	0,94
24	2,39	2,00	1,75	1,56	1,37	1,16	1,02	0,91
26	2,32	1,94	1,69	1,51	1,33	1,12	0,98	0,88
28	2,25	1,88	1,64	1,46	1,28	1,08	0,95	0,85
30	2,18	1,82	1,58	1,41	1,24	1,04	0,92	0,82
35	2,10	1,75	1,52	1,35	1,18	0,99	0,87	0,78
40	2,01	1,67	1,45	1,29	1,13	0,95	0,83	0,74
45	1,92	1,59	1,38	1,22	1,07	0,90	0,79	0,70
50	1,83	1,52	1,31	1,16	1,01	0,85	0,74	0,67

N_i Pfdk. ind.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.								
	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
50	1,31	1,16	1,01	0,85	0,74	0,67	0,61	0,56	0,49
60	1,26	1,11	0,97	0,81	0,71	0,64	0,58	0,54	0,46
70	1,20	1,06	0,92	0,77	0,67	0,60	0,55	0,51	0,44
80	1,15	1,01	0,88	0,73	0,64	0,57	0,52	0,48	0,42
90	1,09	0,96	0,83	0,69	0,60	0,54	0,49	0,46	0,39
100	1,04	0,92	0,79	0,65	0,57	0,50	0,47	0,43	0,37
120	1,00	0,88	0,76	0,63	0,55	0,48	0,45	0,41	0,35
140	0,97	0,85	0,73	0,61	0,52	0,46	0,43	0,39	0,34
160	0,94	0,82	0,71	0,58	0,50	0,44	0,41	0,37	0,32
180	0,90	0,79	0,68	0,56	0,47	0,42	0,39	0,36	0,31
200	0,87	0,76	0,65	0,53	0,46	0,41	0,37	0,34	0,29
250	0,84	0,73	0,63	0,51	0,44	0,39	0,35	0,32	0,28
300	0,81	0,70	0,60	0,49	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27
350	0,77	0,68	0,58	0,47	0,40	0,36	0,32	0,30	0,25
400	0,74	0,65	0,55	0,44	0,39	0,34	0,30	0,28	0,24
450	0,71	0,62	0,53	0,42	0,36	0,33	0,29	0,27	0,22
500	0,68	0,59	0,50	0,40	0,34	0,31	0,27	0,26	0,21
600	0,66	0,58	0,49	0,39	0,33	0,30	0,26	0,25	0,20
700	0,64	0,56	0,47	0,37	0,31	0,28	0,25	0,24	0,20
800	0,62	0,54	0,45	0,36	0,30	0,27	0,24	0,23	0,19
900	0,60	0,52	0,44	0,35	0,29	0,26	0,23	0,22	0,18
1000	0,59	0,50	0,42	0,34	0,28	0,25	0,23	0,20	0,17
2000	0,53	0,45	0,38	0,29	0,24	0,21	0,19	0,17	0,14
4000	0,48	0,41	0,34	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,12

Die tabellarischen Angaben gelten zunächst für Eincylinder-Maschinen. Für die Zweicylinder-Maschinen darf (C_i'') um 20 bis 25 % und für die Dreicylinder-Maschinen um 30 bis 40 % kleiner angenommen werden, als für die Eincylinder-Maschinen.

Für minder vollkommene (aber gute) Heißdampfmaschinen kann (C_i''') ebenso groß wie C_i''' bei „gewöhnlichen" Naßdampfmaschinen, d. h. um 1/3 größer als hier angenommen werden.

Für gute Zweicylinder-Maschinen als Naßdampfmaschinen können die tabellarischen Angaben ungeändert in Rechnung gebracht werden.

§ 11.

Beispiel über die Ausmittlung einer Heifsdampfmaschine für den (annähernd) allerkleinsten Dampfverbrauch beim currenten Betriebe.

Eine Dreicylinder-Condens.-Maschine soll bei

$p = 14$ Atm. absol. Admiss.-Spannung,
$l_1/l = 0{,}04$ (reduc.) Füllung und
$c = 5$ m Kolbengeschwindigkeit

als Heißdampfmaschine mit sehr hoher Überhitzung $\varDelta t = 160°$ C eine indic. Leistung

$$(N_i) = 4000 \text{ Pfdk.}$$

entwickeln; das Hubverhältnis des Hochdruckcylinders sei $l' : D' = 3$.

In unserer „Practischen Anleitung" § 8 entspricht dieser Fall der letzten Spalte für B (S. 51, sehr hohe Überhitzung), wobei die Heißdampftemperatur

$$t = t_0 + \varDelta t = 350° \text{ (abgerundet).}$$

Dortselbst finden wir·

$$y = 0{,}79; \; \frac{1}{y} = 1{,}26; \; z = 1{,}01.$$

Die indic. Leistung der gleich großen Naßdampfmaschine wäre

$$N_i = \frac{1}{y} (N_i) = 1{,}26 \,.\, 4000 = 5000 \text{ Pfdk.}$$

Für diese Leistung bei $p = 14$ Atm. $l_1/l = 0{,}04$ und $c = 5$ m wäre die Naßdampfmaschine den Dimensionen nach mit Benützung des Hilfsbuches I. oder II. Band auszumitteln.

Wir berechnen hier bloß den Dampfverbrauch.

Nach den Hilfsangaben § 10 ist diesfalls (ohne Überhitzung)

der nutzbare Dampfverbrauch (S. 67) $C_i' = 3{,}7$ kg,
„ Abkühlungsverlust (S. 68) $C_i'' = 1{,}3$ kg (provis.),
(hierzu für $l : D = 3$ Coëffic. $= 1{,}15$, daher $C_i'' = 1{,}15 \,.\, 1{,}3 = 1{,}5$ kg)
gemäß S. 69 der Dampflässigkeitsverlust $(C_i''') = 0{,}12$.

(Vorübergehend wäre der Dampfverbrauch der Naßdampfmaschine — ohne den Leitungsverlust und den Nässegehalt des Dampfes $C_i = 3{,}7 + 1{,}5 + 0{,}12 = 5{,}3$ kg pro indic. Pfdstde.).

Für die Heißdampfmaschine nach S. 53

$$(C_i) = z\, C_i' + 0{,}15\, C_i'' + (C_i''') = 1{,}04 \,.\, 3{,}7 + 0{,}15 \,.\, 1{,}5 + 0{,}12 = 4{,}08 \text{ kg.}$$

Diese $(C_i) = 4{,}1$ kg Dampf, und (annähernd) zugleich **Speisewassermenge** pro indic. Pfdstde., erscheinen auch bereits in der (etwas knapper gehaltenen)

Zusammenstellung S. 61 bei der Dreicylinder-Maschine für $p = 12$ Atm.; und wir dürfen somit bei $p = 14$ Atm. die abgerundete Größe

$$(C_i) = 4 \text{ kg}$$

Dampf oder Speisewassermenge als die **kleinste** hinstellen, welche verläßlich bei **Dauerbetrieb** unter den günstigsten Verhältnissen mit einem **einzigen**, aber sehr ausgiebigen Überhitzer erreichbar ist, gleichgültig, ob dieser Überhitzer **indirect** oder aber **direct** geheizt wird.

Im Falle eines (etwa unvermeidlichen) **directen** Überhitzers könnten wir mit Vorteil an die Anwendung eines zweiten Überhitzers vor dem Niederdruckcylinder — beide Überhitzer in **einem** Ofen beisammen — denken und hiermit bei der Hauptüberhitzung $\varDelta' t = 160°$ mit einer gewissen Annäherung dieselben Resultate erzielen, welche sich bei unserer (vorhanden gedachten) „höchsten" Überhitzung $\varDelta\, t$ nahe an 200° durch die Rechnung ergeben.

In unserer „Practischen Anleitung" haben wir diesfalls die letzte Spalte von C („höchste" Überhitzung) S. 52 ins Auge zu fassen.

Dortselbst finden wir (unter $\varDelta\, t = 196°$ und $t = 385°$, beides ideell):

$$y = 0{,}755; \quad \frac{1}{y} = 1{,}82 \text{ und } z = 0{,}97$$

hieraus wäre $N_i = 5300$ Pfdk. und sodann (mit $C_i' = 3{,}7$ kg, $C_i'' = 1{,}5$ kg und $(C_i''') = 0{,}12$ kg, wie vorher:

$$(C_i) = z\, C_i' + 0{,}09\, C_i'' + (C_i''') = 3{,}6 + 0{,}1 + 0{,}1 = 3{,}8 \text{ kg}$$

(gegen 4,1 oder 4 kg bei der einfachen „sehr hohen" Überhitzung).

Dies wäre für Dauerbetrieb der kleinste Dampfverbrauch bei doppelter Überhitzung, — aber auch bei eventueller einmaliger Überhitzung um beinahe 200° bis zu einer Heißdampftemperatur nahe an 400°!

Als **überhaupt unerreichbar** stellt sich hierbei für Dauerbetrieb $(C_i) = 3{,}6$ kg heraus (nämlich $z\, C_i'$).

Ob dies alles auch wahr ist, wird die Zukunft lehren! Sie wird aber auch lehren, ob es der Mühe wert ist, zur Herabsetzung des Dampfverbrauchs von 4,0 kg auf 3,8 alles mögliche zu unternehmen, und ob es sich nicht überhaupt empfiehlt, bei der Dampfüberhitzung ein Maß zu halten!

Um die procentuale Ersparnis durch die Dampfüberhitzung in dem angezogenen Falle wenigstens oberflächlich zu ermitteln, nehmen wir an, daß zu dem Dampfverbrauch an nassem Dampfe $C_i = 5{,}3$ kg ein Leitungsverlust (einschließlich des Nässegehaltes des Kesseldampfes) von 7 oder 8 %, d. i. 0,4 kg hinzukomme, sodaß die Speisewassermenge bei Naßdampf 5,7 kg betragen würde. Bei überhitztem Dampfe nehmen wir (wegen des bloßen Lässigkeitsverlustes der Dampfleitung) zu den obigen 4,1 oder 4,0 kg einen Zuschlag von 2 % in Betracht, wonach die Speisewassermenge bei überhitztem Dampfe etwa 4,15 kg möglicherweise betragen könnte. Das Verhältnis

$4{,}15 : 5{,}7 = 0{,}73$ ergibt hiermit für die („sehr hohe") Überhitzung eine Ersparnis von 27 % an Speisewasser, welche bei sehr großen Maschinen als das zu erreichende Maximum zu erachten sein dürfte. (Bei kleineren Maschinen ist eine so bedeutende Ersparnis verhältnismäßig leichter zu erreichen.)

Für ähnliche (beiläufige) Calculationen in minder extremen Fällen bieten die vorangehenden Vergleichungs-Tabellen des Dampfconsums (§ 9) vielfältige Gelegenheit.

3. KAPITEL.

Über den Brennstoff- und Wärmeverbrauch bei Heißdampf im Vergleiche mit Sattdampf.

§ 12.

Annähernde Bestimmung der Brennstofferspanis und des Kohlenverbrauches bei der Dampfüberhitzung.

Mittels des Vorausgegangenen kann der Dampfverbrauch, bezw. die Speisewassermenge einer beliebigen Heißdampfmaschine theoretisch mit genügender Annäherung für jede übliche Höhe der Dampfüberhitzung bestimmt werden, gleichgültig, ob der Dampf indirect oder aber direct (in besonderem Ofen) überhitzt wird, und beiläufig auch gleichgültig, ob ein einfacher oder aber ein doppelter Überhitzer (hiervon der zweite dem Niederdruckcylinder vorgelegt — dessen Receiver bildend) zur Anwendung kommt.

Bei der Sattdampf- (bezw. Naßdampf-) Maschine ist mit der Bestimmung des Dampfverbrauches, bezw. der Speisewassermenge die theoretische Berechnung der Dampfmaschine nach der ökonomischen Richtung erlediget, denn es läßt sich hieraus auch auf den Brennstoffverbrauch der Schluß ziehen, und es ist vollkommen zulässig, für die Wirtschaftlichkeit der Maschine und für die etwaige Garantie derselben eben nur den Dampfverbrauch, bezw. die Speisewassermenge als Anhaltspunkt zu nehmen.

Anders verhält sich dies bei der Heißdampfmaschine. Hier sind Dampfverbrauch und Brennstoffverbrauch (selbst bei bestimmter Brennstoffqualität und bei bestimmter Dampfkesseleinrichtung) durchaus nicht proportional, und demnach ist für die Betriebsökonomie einer Maschinenanlage der Dampfverbrauch allein durchaus nicht maßgebend! Für den Besitzer einer solchen Anlage kann einzig und allein der Brennstoffverbrauch betriebsökonomisch als maßgebend erachtet werden, und deshalb wäre für den Besitzer bei der Anschaffung der Maschinenanlage (Maschine samt Kessel) eine Garantie des Brennstoffverbrauches und durchaus nicht des Dampfverbrauches allein — am Platze!

Es ist doch — vorläufig auch ohne jede theoretische Berechnung — leicht begreiflich, daß eine Maschine an sich ein gewisses Minimum an Dampf verbrauchen kann, wenn sie mit sehr hoch überhitztem und namentlich mit zweimal überhitztem Dampfe gespeist wird, und daß sie dabei, wenn die Überhitzung eine zu hohe Wärmemenge (bezw. Brennstoffmenge) beansprucht, doch nicht so betriebsökonomisch arbeitet, wie es der Dampfverbrauch an sich andeutet.

Ein bestimmter Brennstoffverbrauch könnte aber von der Maschinenfabrik nur dann garantiert werden, wenn sie zugleich auch die zugehörigen Dampfkessel und Überhitzer herstellen und liefern würde. Da dies aber vorwiegend nicht der Fall ist, so kann die Maschinenfabrik nach wie vor nur den Dampfverbrauch garantieren. Dabei wäre es nun allerdings denkbar und selbst auch ausführbar, daß der betreffende Dampfkessel- (und Überhitzer-) Lieferant eine Garantie für den „Verdampfungsfactor" übernehmen würde, d. i. für diejenige Anzahl Kilogramm Speisewasser, welche durch ein Kilogramm Brennstoff von der betreffenden Qualität in Dampf von der betreffenden Temperatur und bei der betreffenden Modalität der Überhitzung verwandelt würden. Also beispielsweise: die Maschinenfabrik würde einen Dampfverbrauch von 5 kg pro Pfdstde. und die Kesselfabrik die $6_{,5}$ fache Verdampfung (mit sehr guter Steinkohle, welche auf Sattdampf 7 fach verdampft) garantieren; dies gäbe $5 : 6_{,5} = 0_{,77}$ kg Kohle pro Pfdstde. als die für die Betriebsökonomie maßgebende Ziffer, — hier als Resultat der beiden geleisteten Garantien.

Gleichgültig, ob diese Art Garantie-Übernahme practisch einzuführen sich empfehlen würde, oder aber ein anderer Vorgang zu wählen wäre: in jedem Falle gehört bei den Heißdampfmaschinen zu der rechnungsmäßigen Bestimmung des Dampfverbrauches (welche wir vorhergehends erledigt haben) auch noch die darauf basierte möglichst annähernde Bestimmung des Brennstoffverbrauches, welche wir in dem Nachfolgenden — soweit es eben angeht — durchführen wollen; hierbei werden schießlich auch die der betreffenden Garantie zu grunde zu legenden Verdampfungsfactoren (im Verhältnisse zu jenen für Sattdampf) zum Vorschein kommen.

Den Ausgangspunkt bei der rechnungsmäßigen Bestimmung des Brennstoffverbrauches bildet das Verhältnis der Speisewassermenge bei der betreffenden Überhitzung zu jener ohne Überhitzung.

Bezeichnet ΔC den (bedeutenden) Dampfleitungsverlust einschließlich des Nässegehaltes des Kesseldampfes **ohne** Überhitzung und ebenso (ΔC) den (unbedeutenden) Leitungsverlust (bloß die Dampflässigkeit betreffend) **mit** Überhitzung, so ist das Verhältnis der Speisewassermenge

$$\psi = \frac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C}$$

Bei entsprechender Schätzung des (von der Länge der Dampfleitung und von deren Umhüllung abhängenden) ansehnlichen Leitungsverlustes ΔC ergibt sich ψ mit hinlänglicher Annäherung.

Die zweite hier in Betracht zu ziehende Größe ist das Verhältnis des Wärmewertes λ' des überhitzten Dampfes zu jenem λ des gesättigten Dampfes.

Es ist nach Regnault

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_0$$

$$\text{und } \lambda' = \lambda + 0{,}48\, (t - t_0) \; . \; . \; . \; . \; . \; \text{(vor der Hand)}$$

(Hierbei nach wie vor t die Temperatur des Heißdampfes, t_0 jene des Sattdampfes von gleicher Spannung.)

Der Coëfficient 0,48 in der zweiten Formel, welcher die Wärmecapacität des Heißdampfes bedeutet, wurde in neuerer Zeit (zuerst von C. Bach, dann auch von anderen) für große Spannungen als zu klein befunden, weshalb ich denselben in Übereinstimmung mit C. Bach auf 0,60 erhöhe, so daß (corrigiert)

$$\lambda' = \lambda + 0{,}60\, (t - t_0)$$

Für die jetzt üblichen hohen Dampfspannungen (zwischen 10 und 14 Atm. durchschnittlich 12 Atm.) und bei hohen Überhitzungen ($t - t_0 = 100$ bis 140°, im Mittel 120° C) ergibt sich durchschnittlich und hinreichend angenähert

$$\lambda = 633 \text{ und } \lambda' = \lambda + 72 = 735$$

$$\text{d. h. } \frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$$

Mit diesem hinreichend annähernden Werte des Wärmewert-Verhältnisses $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$ hätten wir das obige Verhältnis ψ der Speisewassermenge zu multiplicieren, um den Reductions-Coëfficienten für den Brennstoffverbrauch bei überhitztem Dampfe (bezogen auf jenen bei gesättigtem Dampfe) zu erhalten, **wenn bei der Dampf-Erzeugung und Überhitzung die gesamte Wärmemenge, welche der Brennstoff bietet, nutzbar verwendet würde,** oder wenn doch die unvermeidlichen, sehr bedeutenden Wärmeverluste (namentlich die in die Esse abziehende Wärmemenge usw.) der betreffenden Heizungen auf die Dampferzeugung und Überhitzung **gleichförmig** (proportional) **verteilt** wären.

Dieses erstere und letztere ist aber wie bereits vorher betont wurde, bei weitem nicht der Fall, indem ein **indirecter** (durch die Kesselfeuerung mitgeheizter) Überhitzer an den erwähnten Wärmeverlusten nur sehr wenig participiert, während ein **directer** (besonders geheizter) Überhitzer durch die gesamten Wärmeverluste einer Sonderfeuerung belastet ist!

Dies hat zur Folge, daß der obige Durchschnittswert $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}11$ für die indirecte Überhitzung wohl beinahe ungeändert bleiben kann, für die directe Überhitzung aber bedeutend vergrößert werden muß, um zu den möglichst richtigen Werten des Reductions-Coëfficienten des Brennstoffverbrauches zu gelangen.

Bei der beabsichtigten Correction des Wertes $1{,}_{11}$ von $\frac{\lambda'}{\lambda}$ (bezw. Adjustierung desselben mit Rücksicht auf die Wärmeverluste) versagt uns die Theorie wohl jeglichen Dienst, und sind wir auf die Beobachtungen bei wirklichen Ausführungen angewiesen. So viel ich aus bisherigen Publicationen von Versuchsresultaten entnahm, kann man vor der Hand (bis zur seinerzeitigen Ermittlung vielleicht genauerer Werte) anstatt $\frac{\lambda'}{\lambda} = 1{,}_{11}$ setzen:

für einzelne **indirecte** Überhitzer $1{,}_{10}$
„ „ **directe** „ $1{,}_{22}$

Diese beiden Größen wären als die (mit Rücksicht auf die Wärmeverluste) reducierten Werte des Wärmeverhältnisses $\lambda' : \lambda$ zu bezeichnen.

Demnach wäre der Reductions-Coëfficient χ des Brennstoffverbrauches bei Heißdampf im Vergleiche mit Naßdampf:

$$\left.\begin{array}{l} \text{für einen \textbf{indirecten} Überhitzer } \chi = 1{,}_{10}\,\psi \\ \text{„ „ \textbf{directen} „ } \chi = 1{,}_{22}\,\psi \\ \text{hierbei gemäß obigem } \psi = \dfrac{(C_i) + (\varDelta C)}{C_i + \varDelta C} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \text{I.}$$

Wenngleich die beiden Coëfficienten $1{,}_{10}$ für indirecte und $1{,}_{22}$ für directe Überhitzung nur aus wenigen Ergebnissen der Anwendung geschöpft sind, und möglicherweise eine Correction in der Zukunft erfahren könnten,*) wollen wir es doch wagen, aus denselben einen Schluß auch auf die doppelte Überhitzung (durch zwei Überhitzer) zu ziehen, umsomehr, da der etwaige in $1{,}_{10}$ und $1{,}_{22}$ steckende Fehler durch die nachfolgende Combination eher verkleinert als vergrößert werden dürfte.

Die „doppelte“ Überhitzung erfolgt entweder

a) durch einen indirecten Hauptüberhitzer (in der Kesselheizung) und einen directen Hilfsüberhitzer (vor dem Expansionscylinder) — nach der bisherigen Ausführung, oder aber

b) durch einen directen Hauptüberhitzer und einen zugleich mit demselben (durch die zweite Flamme desselben Ofens) geheizten Hilfsüberhitzer — nach dem Vorschlage des Verfassers.**).

In jedem dieser beiden Fälle ist einer der Überhitzer indirect, der andere direct geheizt, nur mit dem Unterschiede, daß in dem Falle a) der Hauptüberhitzer die günstigere (indirecte) Heizung erfährt, in dem Falle b) jedoch der Hilfsüberhitzer günstiger geheizt ist. Wenn wir von diesem Unterschiede absehen würden, so hätten wir für die doppelte Überhitzung überhaupt den Mittelwert der obigen Coëfficienten $1{,}_{10}$ und $1{,}_{22}$, also $1{,}_{16}$ in Rechnung zu bringen; um aber dem betonten Unterschiede Rechnung zu tragen, so nehmen wir in dem (günstigeren) Falle a) den Coëfficienten $1{,}_{15}$,

*) Daß diese eventuelle Correction nicht sehr erheblich sich gestalten dürfte, wird aus den nachfolgenden Resultaten beiläufig zu beurteilen sein.

) Gleichgültig, ob dieser Vorschlag neu ist oder nicht, gibt es noch eine dritte Art der doppelten Überhitzung, nämlich die **doppelte indirecte Überhitzung, welche als die (unter Umständen) ökonomisch günstigste in dem folgenden auf andere, sehr einfache Weise erledigt werden wird.

und in dem etwas ungünstigeren Falle b) den Coëfficienten $1{,}_{17}$ anstatt des Mittelwertes $1{,}_{16}$ in Rechnung.*)

Demnach wäre der Reductions-Coëfficient χ des Brennstoffverbrauches bei **doppelter Überhitzung** im Vergleiche mit Naßdampf (ohne Überhitzung), und zwar:

a) wenn der Hauptüberhitzer **indirect** und der Hilfsüberhitzer direct geheizt wird . . . . . $\chi = 1{,}_{15}\,\psi$

b) wenn der Hauptüberhitzer **direct** und der Hilfsüberhitzer in demselben Ofen (indirect) mitgeheizt wird . . . . $\chi = 1{,}_{17}\,\psi$

hierbei wie vorher $\psi = \dfrac{(C_i) + (\varDelta C)}{C_i + \varDelta C}$ } II.

Nach den hiermit entwickelten Regeln I und II ergeben sich die Reductions-Coëfficienten χ des Brennstoffverbrauches für das Mittel zwischen unserer „mittelhohen" und „sehr hohen" Überhitzung, und können für diese beiden Überhitzungsstufen mit Annäherung als anwendbar angenommen werden. Hingegen erheischen diese Coëfficienten χ für die „mäßige" und „höchste" Überhitzung eine gewisse Correction; denn für diese beiden Überhitzungsstufen gestaltet sich die Größe des Wärmewert-Verhältnisses $\frac{\lambda'}{\lambda}$ von der obigen $1{,}_{11}$ merklich verschieden.

Für Spannungen $p = 10$ bis 14 Atm. gilt der obige Wert

$$\lambda = \mathbf{663}\ Cal.$$

Hiermit ergibt sich für unsere vier Überhitzungsstufen die folgende Zusammenstellung:

Überhitzung	*mäßig*	*mittelhoch*	*sehr hoch*	*höchst*
d. h. im Mittel $t - t_0 =$	60°	100°	140°	180°
$0{,}_6\,(t - t_0) =$	36	60	84	108
$\lambda' = \lambda + 0{,}_6\,(t - t_0) =$	699	723	747	771
$\frac{\lambda'}{\lambda} =$	1,055	1,09	1,13	1,16
Verhältnis $\varphi = \frac{\lambda'}{\lambda} : 1{,}_{11} =$	**0,950**	**0,982**	**1,015**	**1,048**

*) Die Nacheinanderfolge der betreffenden Coëfficienten

$1{,}_{10}$	$1{,}_{15}$	$1{,}_{17}$	$1{,}_{22}$
indirect	indirect u. direct		direct

Differenz $0{,}_{05}$ — Differenz $0{,}_{05}$

kann als durchaus befriedigend bezeichnet werden.

Wir erblicken in diesem Verhältnisse φ den fraglichen **Corrections-Coëfficienten** *von χ für die verschiedenen Überhitzungsstufen.*

Wenn die vorangehende Ermittlung des Brennstoffverbrauches für Spannungen $p = 10$ bis 14 Atm. Geltung hat, so könnte man schließlich noch fragen, ob für kleinere Spannungen, etwa $p = 6$ bis 10 Atm. eine weitere Correction dieser Ermittlung notwendig wäre?

Mit der Spannung p (und der zugehörigen Sattdampf-Temperatur t_0) ändert sich im vorhergehenden bloß die Größe

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_0.$$

*Für $p = 10$ bis 14, im Mittel $p = 12$ Atm. mit zugehörigem $t_0 = 187°$ ergab sich $\lambda =$ **663** Cal.; für $p = 6$ bis 10, im Mittel $p = 8$ Atm. mit zugehörigem $t_0 = 170°$ ergibt sich $\lambda =$ **658** Cal.*

Die Größen 663 und 658 sind um weniger als ein Procent von einander verschieden, woraus hervorgeht, daß die fragliche „weitere Correction" füglich ausbleiben kann, und daß die vorangehende Ermittlung des Brennstoffverbrauches mit vollkommen hinreichender Annäherung, auch für kleinere Spannungen bis 6 Atm. (ja noch weniger) practisch anwendbar ist.

Bei alledem vernachlässigen wir eine Correction, welche viel zu compliciert, und für unsern Zweck der „beiläufigen" Berechnung wenig ausgiebig wäre; dieselbe betrifft den Umstand, daß die obige Annahme der specifischen Wärme überhitzter Wasserdämpfe mit 0,6 Cal. (nach C. von Bach) nur ein wohl brauchbarer Mittelwert einer Größe ist, welche mit der Dampfspannung etwas wächst, hingegen aber bei gewisser Spannung etwas abnimmt, wenn die Überhitzung zunimmt.

Diesem nach sind die Reductions-Coëfficienten χ in I und II lediglich mittels des obigen Verhältnisses φ zu corrigieren, d. h. es ist der corrigierte und für uns definitive Reductions-Coëfficient des Brennstoffverbrauches (bezogen auf Sattdampf):

$$\chi' = \varphi \chi \quad . \quad . \quad . \quad \text{III.}$$

Werte von χ' als Multiplen von ψ

Art der Überhitzung		Höhe der Überhitzung				
		mäßig	mittelhoch	sehr hoch	höchst	
einfach, indirect	$\chi' =$	1,045 ψ	1,08 ψ	1,12 ψ	1,15 ψ	ad I.
„ direct	$\chi' =$	1,16 ψ	1,20 ψ	1,24 ψ	1,28 ψ	
doppelt, 1. indirect, 2. direct	$\chi' =$	1,09 ψ	1,13 ψ	1,17 ψ	.	ad II.
„ 1. direct, 2. indirect	$\chi' =$	1,11 ψ	1,15 ψ	1,19 ψ	.	

hierbei das Verhältnis der Speisewassermenge $\psi = \dfrac{(C_i) + (\triangle C)}{C_i + \triangle C)}$

Wir wollen nun die hiermit entwickelten Regeln I und II zur Bestimmung des Verhältnisses ψ der Speisewassermenge und des Verhältnisses χ' des Brennstoffverbrauches — beide bezogen auf den Naßdampfbetrieb — auf die im vorhergehenden Beispiele behandelte Dreicylinder-Condens.-Maschine von 4000 Pfdk. bei 14 Atm. Spannung, $0{,}04$ Füllung und 5 m Kolbengeschwindigkeit anwenden, und hierbei die sehr hohe Überhitzung um $\varDelta t = 160°$ (auf eine Heißdampf-Temperatur $t = 350°$) in Betracht behalten. Bei der diesfälligen Bestimmung des Brennstoffverbrauches pro indic. Pfdstde. wollen wir sehr gute Steinkohle (Schwarzkohle) mit 7 facher Verdampfung in Betracht ziehen. Der hiermit behandelte Fall wird die **äußersten** (günstigsten) bei Dauerbetrieb mit überhitztem Dampf **erreichbaren** Betriebserfolge mit der gewünschten Annäherung darzustellen haben.

Wir bestimmten diesfalls:

für Naßdampfbetrieb

$$C_i = 5{,}3 \text{ kg}$$

und für Heißdampfbetrieb (mit $\varDelta t = 160°$)

$$C_i = 4{,}1 \text{ kg*)}$$

Mit einem $7{,}5\,\%$ Zuschlage für den Leitungs- (als Condens.-) Verlust ergab sich für Naßdampf die Speisewassermenge

$$C_i + \varDelta C = 5{,}7 \text{ kg pro Pfdstde.}$$

Bei 7 facher Verdampfung gibt dies für Naßdampf einen Steinkohlenverbrauch (abgerundet)

$$K_i = 0{,}8 \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

Mit einem $2\,\%$ Leitungsverlust folgt für Heißdampf die Speisewassermenge

$$(C_i) + (\varDelta C) = 4{,}2 \text{ kg pro Pfdstde.}$$

Hieraus folgt das Verhältnis der Speisewassermenge

$$\psi = \frac{(C_i) + (\varDelta C)}{C_i + \varDelta C} = 0{,}74.$$

In Gemäßheit obiger Regel III (ad I) ergäbe sich der Reductions-Coëfficient des Brennstoffverbrauches für einen **indirecten** Überhitzer

$$\chi' = 1{,}12\,\psi = 0{,}83$$

und für einen **directen** Überhitzer

$$\chi' = 1{,}24\,\psi = 0{,}92.$$

Sonach würde durch die einfache (sehr hohe) **indirecte** Überhitzung $17\,\%$ und durch die einfache (ebenso hohe) **directe** Überhitzung bloß $8\,\%$ an Brennstoff erspart werden.

---

*) Dem knapperen Werte $(C_i) = 4{,}0$ kg könnten wir für Naßdampf (ebenfalls knapper), $C_i = 5{,}1$ kg entgegenstellen; wir wollen jedoch (für Dauerbetrieb) bei dem Obigen bleiben.

Der Kohlenverbrauch wäre

bei der indirecten Überhitzung $K_i = 0{,}83 \, . \, 0{,}8 = \mathbf{0{,}66}$ kg pro indic. Pfdstde.

„ „ directen „ $K_i = 0{,}92 \, . \, 0{,}8 = \mathbf{0{,}74}$ „ „ „ „

Wenn wir durch die doppelte (sehr hohe) Überhitzung (mit zwei Überhitzern) beiläufig denselben Erfolg zu erzielen hoffen, wie mit einem einzigen (eingebildeten) Überhitzer bei der „höchsten" Überhitzung ($\varDelta t$ nahe an 200°), so ergab sich hierfür in dem obigen Beispiele der (minimale) Dampfverbrauch

$$(C_i) = 3{,}8 \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

Mit einem 2% Leitungsverlust wäre die Speisewassermenge bei **sehr hoher doppelter** Überhitzung

$$(C_i) + (\varDelta C) = 3{,}9 \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

Verglichen mit Naßdampfbetrieb ergäbe sich zunächst

$$\psi = \frac{(C_i) + (\varDelta C)}{C_i + \varDelta C} = \frac{3{,}9}{5{,}7} = 0{,}685$$

dies wäre eine (im höchsten Falle etwa mögliche) Ersparnis von 31,5% an Speisewasser!

In betreff des Brennstoffverbrauches ergäbe sich bei doppelter sehr hoher Überhitzung nach unserer Regel III (ad II):

a) wenn der Hauptüberhitzer **indirect** und der Hilfsüberhitzer direct geheizt würde:

$$\chi' = 1{,}17 \, \psi = 0{,}80$$

(gegen 0,83 bei einem einfachen indirecten Überhitzer nicht erheblich kleiner);

b) wenn der Hauptüberhitzer **direct** und der Hilfsüberhitzer in demselben Ofen (indirect) mitgeheizt würde:

$$\chi' = 1{,}19 \, \psi = 0{,}82$$

(gegen 0,92 bei einem einfachen directen Überhitzer eine sehr ansehnliche Ersparnis an Brennstoff*).

*) Hieraus geht hervor, daß es in Fällen, welche die **directe** (an sich sehr ungünstige) Überhitzung aus irgend welcher Rücksicht erheischen, in hohem Grade sich empfiehlt, mit dem directen Überhitzer einen Hilfsüberhitzer (nach dem Vorschlage des Verfassers) in demselben Ofen in Verbindung zu bringen; man wird in dieser Weise trotz der sonstigen Ungunst eines directen Überhitzers annähernd denselben Brennstoffverbrauch erzielen, wie mit einem einfachen indirecten Überhitzer, für welchen sich oben $\chi = 0{,}83$ ergab.

Hiermit wäre der Kohlenverbrauch bei der doppelten Überhitzung:

ad a) $K_i = 0{,}_{80} \,.\, 0{,}_{8} = 0{,}_{64}$ kg pro indic. Pfdstde.

ad b) $K_i = 0{,}_{82} \,.\, 0{,}_{8} = 0{,}_{66}$ kg „ „ „

Wäre man schließlich in der Lage, die „höchste“ Überhitzung (Δt nahe an 200°) mit einem einzigen indirecten Überhitzer zustande zu bringen, so wäre gemäß obiger Regel ad I zunächst

$$\chi' = 1{,}_{15}\,\psi = 1{,}_{15} \,.\, 0{,}_{685} = 0{,}_{78}$$

sonach der **bedingungsweise erreichbare** allerkleinste Kohlenverbrauch

$$K_i = 0{,}_{78} \,.\, 0{,}_{8} = 0{,}_{63} \text{ kg pro indic. Pfdstde.}$$

(vielleicht durch W. Schmidts Maschine mit Füllungsüberhitzung erreichbar).

Die Resultate der vorangehenden Berechnung, sowie auch jene des Beispiels § 11, eine Dreicylinder-Condens.-Maschine von 5000 Pfdk. (für Sattdampf) bei $p = 14$ Atm. betreffend, sind in der nachfolgenden Tabelle übersichtlich zusammengestellt und hierbei nebst der hier in Betracht gezogenen „sehr hohen“ Überhitzung auch die übrigen Modalitäten der Überhitzung berücksichtigt.

Dieser Tabelle ist zum Vergleiche eine zweite Tabelle gegenübergestellt, welche in gleicher Weise den Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst der Leistung einer Zweicylinder-Condens.-Maschine von 250 Pfdk. (für Sattdampf) bei $p = 10$ Atm. etc. bei allen Modalitäten der Überhitzung — nach den hier entwickelten Regeln berechnet — enthält.

Diese beiden Tabellen sind mit den beigegebenen „Bemerkungen“ ebenso leicht verständlich als wohl übersichtlich.

Nebst allem übrigen ersieht man aus diesen Tabellen, daß die Dampfüberhitzung im allgemeinen bei kleineren Maschinen zu einer größeren procentuellen Dampf- und Brennstoffersparnis (gegenüber dem Sattdampf- bezw. Naßdampf-Betriebe) führt, als bei den großen Maschinen, daß jedoch immerhin der Dampf- und Brennstoffverbrauch pro Pferdestunde im ganzen — nach wie vor — bei den großen Heißdampfmaschinen kleiner ausfällt, als bei den kleinen Maschinen.

Die Ursache dieser relativen Vorteilhaftigkeit auf Seite der kleinen Maschinen liegt in dem Abkühlungsverluste, welcher (wegen der kleineren Kolbengeschwindigkeit etc.) bei kleinen Maschinen mit Naßdampf sehr bedeutend ist, mit Heißdampf jedoch großenteils oder auch größtenteils vermieden wird.

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Dreicylinder-Condens.-Maschine** von **5000** Pfdk. für Sattdampf bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 5000$ Pfdk.; $p = 14$ Atm. $l_1/l = 0{,}04$; $c = 5\,m$; $t_0 = 194°$ C.

Art der Überhitzung	$\varDelta t = t - t_0$	$t = t_0 + \varDelta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\varDelta C)$	Speise-wasser- Coëfficient ψ	Brenn-stoff- Coëfficient χ'	Kohlen-verbr. K_i kg	$\frac{(C_i) + (\varDelta C)}{K_i}$	Speise-wasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brenn-stoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitze (für Sattdampf)	0	194°	5000	5,3	5,7	1	1	0,80	7 fach	.	.
Mäßig, indirect	80°	274°	4350	4,7	4,8	0,84	0,88	0,70	6,8 „	16 %	12 %
„ direct	80°	274°	4350	4,7	4,8	0,84	0,98	0,78	6,1 „	16 %	2 %
Mittelhoch, indirect	120°	314°	4150	4,4	4,5	0,79	0,85	0,68	6,6 „	21 %	15 %
„ direct .	120°	314°	4150	4,4	4,5	0,79	0,95	0,76	6,0 „	21 %	5 %
Mittelhoch, **doppelt**											
1. indirect, 2. direct	120°	314°	4000	4,1	4,2	0,74	0,83	0,67	6,3 „	26 %	17 %
1. direct, 2. indirect	120°	314°	4000	4,1	4,2	0,74	0,85	0,68	6,2 „	26 %	15 %
Sehr hoch, indirect	160°	354°	4000	4,1	4,2	0,74	0,83	0,66	6,3 „	26 %	17 %
„ direct	160°	354°	4000	4,1	4,2	0,74	0,92	0,74	5,7 „	26 %	8 %
Sehr hoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	160°	354°	3775	3,8	3,9	0,69	0,80	0,64	6,1 „	31 %	20 %
1. direct, 2. indirect	160°	354°	3775	3,8	3,9	0,69	0,82	0,65	6,0 „	31 %	18 %
Höchste, indirect . .	196°	390°	3775	3,8	3,9	0,69	0,78	0,63	6,2 „	31 %	22 %
„ direct . . .	196°	390°	3775	3,8	3,9	0,69	0,87	0,70	5,6 „	31 %	13 %

Bemerkung. Bei der „**doppelten**“ Überhitzung bedeutet:

„**1. indirect, 2. direct**“: der Hauptüberhitzer (1.) wird durch die Kesselfeuerung mitgeheizt, der Hilfsüberhitzer (2.) wird in besonderem Ofen (direct) geheizt; diese Anordnung ist ökonomisch nicht zu empfehlen, der directe (2.) Überhitzer ist vielmehr wegzulassen.

„**1. direct, 2. indirect**“: der Hauptüberhitzer (1.) wird (wegen etwaiger zu großer Entfernung zwischen Kessel und Maschine od. dgl.) in besonderem Ofen direct geheizt; der Hilfsüberhitzer (2.) wird in demselben Ofen (durch die zweite Flamme) mitgeheizt; diese Anordnung wird empfohlen, wenn die einfache indirecte Überhitzung aus welchem Grunde immer nicht angeht.

Zusatz. Die **doppelte indirecte** Überhitzung wird (bei sehr kurzer Dampfleitung) mit der nächst (um 40° C) höheren **einfachen indirecten** Überhitzung nahezu als gleichwertig zu erachten sein.

Die rechtsseitige Bemerkung ist auch hier gültig.

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Condens.-Maschine** von **250** Pfdk. für Sattdampf bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 10$ Atm. $l_1/l = 0{,}06$; $c = 3\,m$; $t_0 = 179°$C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speise-wasser- Coëfficient ψ	Brenn-stoff Coëfficient χ'	Kohlen-verbr. K_i kg	$\frac{(C_i) + (\Delta C)}{K_i}$	Speise-wasser- Ersparnis gegen Sattdampf	Brenn-stoff- Ersparnis gegen Sattdampf
Ohne Überhitze (für Sattdampf)	0°	179°	250	6,6	7,1	1	1	1,0	7 fach	.	.
Mäßig, indirect. . . .	72°	251°	225	5,5	5,6	0,79	0,83	0,83	6,8 „	21 %	17 %
„ direct	72°	251°	225	5,5	5,6	0,79	0,92	0,92	6,1 „	21 %	8 %
Mittelhoch, indirect	112°	291°	215	5,2	5,3	0,75	0,81	0,81	6,6 „	25 %	19 %
„ direct . .	112°	291°	215	5,2	5,3	0,75	0,90	0,90	5,9 „	25 %	10 %
Mittelhoch **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	112°	291°	205	4,8	4,9	0,69	0,78	0,78	6,3 „	31 %	[illegible] %
1. direct, 2. indirect	112°	291°	205	4,8	4,9	0,69	0,79	0,79	6,2 „	31 %	21 %
Sehr hoch, indirect	152°	331°	205	4,8	4,9	0,69	0,77	0,77	6,3 „	31 %	23 %
„ „ direct .	152°	331°	205	4,8	4,9	0,69	0,86	0,86	5,7 „	31 %	14 %
Sehr hoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	152°	331°	198	4,6	4,7	0,66	0,77	0,77	6,1 „	34 %	23 %
1. direct, 2. indirect	152°	331°	198	4,6	4,7	0,66	0,79	0,79	6,0 „	34 %	21 %
Höchste, indirect . .	188°	367°	198	4,6	4,7	0,66	0,75	0,75	6,2 „	34 %	25 %
„ direct . . .	188°	367°	198	4,6	4,7	0,66	0,84	0,84	5,6 „	34 %	16 %

Bemerkung. Die kleingedruckten Zeilen betreffen Einrichtungen, welche für die Anwendung **nicht** zu empfehlen sind; dies sind alle Fälle, in denen ein directer (besonders geheizter) Überhitzer einzeln vorkommt.

Der directe Überhitzer ist nur in Combinationen mit einem Hilfsüberhitzer in demselben Ofen als betriebsökonomisch zu empfehlen und leistet sodann beiläufig dasselbe, was ein einfacher indirecter Überhitzer leisten würde, wenn er vorteilhaft ausführbar wäre, d. h. wenn die Maschine nahe den Kesseln läge.

$\frac{(C_i) + (\Delta C)}{K_i}$ Verdampfungsfactor für 7fache Verdampfung bei Sattdampf (als Rechnungsresultat zur Controle).

Die linksseitige Bemerkung ist auch hier gültig.

Zur vollständigen Erledigung der die Anwendung des überhitzten Dampfes betreffenden Fragen folgen hier noch zwei Tabellenpaare über die **Auspuff-Maschinen** bei den höchsten üblichen Spannungen von 12 bis 14 Atm. und bei einer Leistung von 250 Pfdk.

Das erste Tabellenpaar behandelt eine einfache Auspuffmaschine bei diesbezüglicher höchster Spannung von 12 Atm. und zwar einmal mit der normalen Coulissen-Steuerung, das anderemal mit einer normalen Expansions-Steuerung. Hier kommt zum Vorschein, daß die Dampfüberhitzung auch bei Auspuff zu einer sehr ansehnlichen Dampf- und Brennstoffersparnis, und zwar in beiden Fällen zu einer nahe gleich großen procentuellen Er-

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Eincylinder-Auspuff**-Maschine mit **Coulisse** von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf mit $p =$ 12 Atm. bei den zulässigen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 12$ Atm.; $l_1/l = 0{,}20$; c = 3 m; $t_0 = 187°$ C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speisewasser- Coëfficient ψ	Brennstoff- Coëfficient χ'	Kohlenverbr. K_i kg	$\frac{(C_i) + (\Delta C)}{K_i}$	Ersparnis (gegen Sattdampf) Speisewasser	Brennstoff
Ohne Überhitzung (Sattdampf) . . . , .	0	187°	250	12,1	13,0	1	1	1,86	7 fach	.	.
Mäßig, indirect	57°	244°	235	9,4	9,6	0,73$_5$	0,77	1,43	6,7 „	27 %	23 %
„ direct	57°	244°	235	9,4	9,6	0,73$_5$	0,85	1,58	6,0 „	27 %	15 %
Mittelhoch, indirect	90°	277°	230	8,9	9,0	0,70	0,75	1,40	6,5 „	30 %	25 %
„ direct .	90°	277°	230	8,9	9,0	0,70	0,83	1,55	5,8 „	30 %	17 %
Sehr hoch, indirect	130°	317°	222	8,3	8,45$_5$	0,65	0,73	1,36	6,25 „	35 %	27 %
„ direct .	130°	317°	222	8,3	8,45	0,65	0,81	1,50	5,6 „	35 %	19 %

Bemerkung S. 83 gilt auch hier. Wegen Unzulässigkeit eines doppelten Überhitzers kann jedoch hier ein einfacher directer Überhitzer, unter Umständen als ein „Mittel in der Not“ erscheinen, welches eine Brennstoffersparnis von 14 bis 19 Procent (im Vergleiche mit Sattdampf, je nach dem Überhitzungsgrade) einträgt.

sparnis (verglichen mit Satt- oder Naßdampf) führt; der Dampf- und Brennstoffverbrauch als solcher bleibt somit nach wie vor bei der Coulisse um ein Gewisses größer als bei der eigentlichen Expansion.

Das zweite Tabellenpaar behandelt einmal eine **Zweicylinder-Auspuff**-maschine bei $p = 12$ Atm., das anderemal eine solche bei $p = 14$ Atm. und gestattet somit (im Verein mit dem ersten Tabellenpaare)

erstlich einen Vergleich zwischen der Eincylinder- und Zweicylinder-Maschine bei gleicher Spannung (12 Atm.);

zweitens einen Vergleich zwischen zwei Zweicylinder-Maschinen bei verschiedener Spannung (12 und 14 Atm.).

(Fortsetzung siehe S. 88.)

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung N_i einer **Eincylinder-Auspuff**-Maschine (mit **Expans.**) von N_i = **250** Pfdk. für Sattdampf mit p = **12** Atm. bei den zulässigen Modalitäten der Überhitzung.

$N_i = 250$ Pfdk.; $p = 12$ Atm.; $l_1/l = 0{,}15$; $c = 3$ m; $t_0 = 187$ C.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\Delta C)$	Speise-wasser- Coëfficient ψ	Brenn-stoff- Coëfficient χ'	Kohlen-verbr. K_i kg	$(C_i) + (\Delta C) / K_i$	Speise-wasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brenn-stoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	187°	250	10,1	10,8₅	1	1	1,55	7 fach	.	.
Mäßig, indirect	64°	251°	233	7,9	8,1	0,74	0,78	1,20	6,7 „	26 %	22 %
„ direct	64°	251°	233	7,9	8,1	0,74	0,86	1,34	6,0 „	26 %	14 %
Mittelhoch, indirect	100°	287°	225	7,5	7,6	0,70	0,76	1,17	6,5 „	30 %	24 %
„ direct .	100°	287°	225	7,5	7,6	0,70	0,84	1,30	5,8 „	30 %	16 %
Sehr hoch, indirect	140°	327°	218	7,0	7,1	0,66	0,74	1,14	6,25 „	34 %	26 %
„ direct .	140°	327°	218	7,0	7,1	0,66	0,82	1,27	5,6 „	34 %	18 %

Die linksseitige Bemerkung ist auch hier gültig.

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Auspuff**-Maschine (mit **Expans.**) von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf bei $p = 12$ Atm. $c = 3$ m bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$l_1/l = 0{,}125$; $t_0 = 187°$.

Art der Überhitzung	$\varDelta t = t - t_0$	$t = t_0 + \varDelta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\varDelta C)$	Speise-wasser- Coëfficient ψ	Brenn-stoff- Coëfficient χ'	Kohlen-verbr. K_i kg	$(C_i) + (\varDelta C)$: K_i	Speise-wasser- Ersparnis (gegen Sattdampf)	Brenn-stoff- Ersparnis (gegen Sattdampf)
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	187°	250	9,0	9,7	1	1	1,88	7 fach	.	.
Mäßig, indirect	72°	259°	228	7,7	7,9	0,81	0,85	1,17	6,7 „	19 %	15 %
„ direct	72°	259°	228	7,7	7,9	0,81	0,94	1,30	6,1 „	19 %	6 %
Mittelhoch, indirect	110°	297°	220	7,2	7,4	0,76	0,82	1,13	6,5 „	24 %	18 %
„ direct .	110°	297°	220	7,2	7,4	0,76	0,91	1,25	5,9 „	24 %	9 %
Mittelhoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	110°	297°	213	6,7	6,8	0,70	0,79	1,09	6,2 „	30 %	21 %
1. direct, 2. indirect	110°	297°	213	6,7	6,8	0,70	0,81	1,11	6,1 „	30 %	19 %
Sehr hoch, indirect	150°	337°	213	6,7	6,8	0,70	0,79	1,09	6,3 „	30 %	21 %
„ direct .	150°	337°	213	6,7	6,8	0,70	0,87	1,21	5,7 „	30 %	13 %
Sehr hoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	150°	337°	205	6,4	6,5	0,67	0,79	1,09	6,0 „	33 %	21 %
1. direct, 2. indirect	150°	337°	205	6,4	6,5	0,67	0,80	1,11	5,9 „	33 %	20 %
Höchste, indirect . .	184°	371°	205	6,4	6,5	0,67	0,77	1,06	6,1 „	33 %	23 %
„ direct	184°	371°	205	6,4	6,5	0,67	0,85	1,18	5,5 „	33 %	15 %

Bemerkung S. 82 gilt auch hier.

Dampf- und Brennstoffverbrauch nebst Leistung (N_i) einer **Zweicylinder-Auspuff**-Maschine (mit **Expans.**) von $N_i = 250$ Pfdk. für Sattdampf bei $p =$ 14 Atm. $c = 3$ m bei allen Modalitäten der Überhitzung.

$l_1/l = 0{,}10$; $t_0 = 194°$.

Art der Überhitzung	$\varDelta t = t - t_0$	$t = t_0 + \varDelta t$	(N_i)	Dampfverbr. (C_i)	Speisewasser $(C_i) + (\varDelta C)$	Speisewasser-Coëfficient ψ	Brennstoff-Coëfficient χ'	Kohlenverbr. K_i kg	$\frac{(C_i) + (\varDelta C)}{K_i}$	Ersparnis (gegen Sattdampf) Speisewasser	Ersparnis (gegen Sattdampf) Brennstoff
Ohne Überhitzung (Sattdampf)	0	194°	250	8,5	9,1	1	1	1,30	7 fach	.	.
Mäßig, indirect	80°	274°	225	7,2	7,4	0,81	0,84	1,10	6,7 „	19 %	16 %
„ direct	80°	274°	225	7,2	7,4	0,81	0,94	1,22	6,1 „	19 %	6 %
Mittelhoch, indirect	120°	314°	215	6,8	7,0	0,76	0,82	1,07	6,5 „	24 %	18 %
„ direct .	120°	314°	215	6,8	7,0	0,76	0,91	1,19	5,9 „	24 %	9 %
Mittelhoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	120°	314°	208	6,3	6,4	0,70	0,79	1,03	6,2 „	30 %	21 %
1. direct, 2. indirect	120°	314°	208	6,3	6,4	0,70	0,81	1,05	6,1 „	30 %	19 %
Sehr hoch, indirect	160°	354°	208	6,3	6,4	0,70	0,79	1,03	6,3 „	30 %	21 %
„ direct .	160°	354°	208	6,3	6,4	0,70	0,88	1,14	5,7 „	30 %	12 %
Sehr hoch, **doppelt**:											
1. indirect, 2. direct	160°	354°	200	6,0	6,1	0,67	0,78	1,02	6,0 „	33 %	22 %
1. direct, 2. indirect	160°	354°	200	6,0	6,1	0,67	0,80	1,04	5,9 „	33 %	20 %
Höchste, indirect . .	192°	386°	200	6,0	6,1	0,67	0,77	0,99	6,1 „	33 %	23 %
„ direct . . .	192°	386°	200	6,0	6,1	0,67	0,85	1,10	5,5 „	33 %	15 %

Bemerkung S. 83 ist auch hier gültig.

Beide Vergleiche führen zu einem nur sehr mäßigen Vorteile des Zweicylinder-Systems (gegenüber dem Eincylinder-System) bei den Auspuff-Maschinen. Unter 10 Atm. bei Sattdampf und unter 12 Atm. bei Heißdampf bleibt aber dieser Vorteil (wie wir bereits früher ersehen haben) ganz aus. Vielleicht liegt das Feld einer namhaften Vorteilhaftigkeit des Zweicylinder-Systems bei Auspuff erst im Bereiche der Spannungen von 14 bis 16 Atm.? Vielleicht wird diesem System durch unsere Berechnungsregeln unbewußt denn doch ein kleines Unrecht zugefügt?

Nur eingehende (bisher fehlende) Untersuchungen der wirklichen Anwendung dürften dazu berufen sein, zu entscheiden, ob das erste oder das andere der beiden Fragezeichen mit Bejahung am Platze ist.

§ 13.

Annähernde Bestimmung der Verdampfungsfactoren F' für überhitzten Dampf aus jenen F für Sattdampf.

In den drittletzten Spalten der vorangehenden tabellarischen Zusammenstellungen sind die jeweiligen Verdampfungsfactoren für (angenommene) 7fache Verdampfung bei Sattdampf „als Rechnungsresultat zur Controle" angesetzt. Dieselben ergaben sich aus der jeweiligen Speisewassermenge $(C_i) + (\Delta C)$ und aus dem jeweiligen Kohlenverbrauche K_i pro indic. Pfdstde. (für 7fache Verdampfung bei Sattdampf) durch einfache Division.

Inwieweit die nach dem Vorhergehenden ermittelten Brennstoffverbrauchsziffern der Wirklichkeit nahe sind, d. h. inwieweit die hierfür entwickelten Regeln annähernd Geltung haben, können auch die denselben zugrunde liegenden Werte der Verdampfungsfactoren als annähernd richtig angesehen werden. Diese Werte können aber aus dem obigen Tabellchen zu der Regel III (S. 78) leicht gefolgert werden. In diesem Tabellchen erscheint der corrigierte Reductions-Coëfficient des Brennstoffverbrauches χ' als Multiplum des Verhältnisses ψ der Speisewassermenge dargestellt, d. h. es ist $\chi' = x\,\psi$, wobei der Coëfficient x je nach der Art und Höhe der Überhitzung die in dem Tabellchen angesetzten numerischen Werte (durchaus > 1) annimmt.

Bezeichnet nun, wie oben angedeutet,

F den Verdampfungsfactor für Sattdampf,
F' „ „ „ Heißdampf,

so ist leichterweise abzuleiten:

$$\frac{F'}{F} = \frac{\psi}{\chi'} = \frac{1}{\chi}$$

$$\text{d. h.} \quad F' = \frac{1}{\chi} F$$

Hiernach kann aus dem (als bekannt vorausgesetzten) Verdampfungsfactor F für Sattdampf auf den jeweiligen Factor F' für Heißdampf je nach der Höhe und Art der Überhitzung nach der folgenden Zusammenstellung geschlossen werden.

Bestimmung des **Verdampfungsfactors** F' für Heißdampf aus jenem F für Sattdampf.

Art der Überhitzung	Höhe der Überhitzung			
	mäßig	mittelhoch	sehr hoch	höchst
einfach, indirect . . . . . . $F' =$	$0{,}96\ F$	$0{,}93\ F$	$0{,}89\ F$	$0{,}87\ F$
„ direct . . . . $F' =$	$0{,}86\ F$	$0{,}83\ F$	$0{,}81\ F$	$0{,}78\ F$
doppelt, 1. indirect, 2. direct $F' =$	$0{,}92\ F$	$0{,}89\ F$	$0{,}86\ F$	—
„ 1. direct, 2. indirect $F' =$	$0{,}90\ F$	$0{,}87\ F$	$0{,}84\ F$	—

Mittels dieses Tabellchens kann

Erstens aus dem Dampfverbrauch (bezw. aus der Speisewassermenge) einer Heißdampfmaschine auf ihren Brennstoffverbrauch geschlossen werden (wozu jedoch das Tabellchen der Werte χ', S. 78 vielleicht geeigneter ist).

Zweitens kann hiermit ohne Rücksicht auf den Dampfverbrauch der zu gewärtigende und eventuell zu garantierende Verdampfungsfactor F' (bezogen auf F für Sattdampf) unmittelbar bestimmt werden, da derselbe lediglich von der Art und Höhe der Überhitzung abhängig ist.

Als Beispiel ziehen wir die in § 11, S. 70, dann in der Tabelle S. 82 behandelte Dreicylinder-Condens.-Masch. von ca. 5000 Pfdk. bei Sattdampf und 4000 Pfdk. bei sehr hoher Überhitzung (um $\Delta t = 160°$) in Betracht. Für dieselbe ergab sich pro indic. Pferdestunde:

bei Sattdampf . . . . $5{,}8$ kg Dampf u. $5{,}7$ kg Speisewasser
„ einfacher sehr hoher Überhitz. $4{,}05$ „ „ „ $4{,}2$ „ „
„ doppelter „ „ „ $3{,}8$ „ „ „ $3{,}9$ „ „

Diese Dampfverbrauchsziffern könnten von der betreffenden Maschinenfabrik (vielleicht zur Sicherheit mit je einer Zugabe von $0{,}1$ oder $0{,}2$ kg) beiläufig garantiert werden.

Der Kessel- (incl. Überhitzer-) Lieferant könnte für eine Schwarzkohle mit 7facher Verdampfung bei Sattdampf ($F = 7$) die folgenden Verdampfungsfactoren F' in Aussicht nehmen, und mit einer kleinen Zugabe auch garantieren:

für einfache (sehr hohe) indirecte Überhitz. $F' = 0{,}89\ F = \mathbf{6{,}23}$
„ „ „ „ directe „ $F' = 0{,}81\ F = \mathbf{5{,}67}$
„ doppelte 1. indirecte, 2. directe „ $F' = 0{,}86\ F = \mathbf{6{,}0}$
„ „ 1. directe, 2. indirecte „ $F' = 0{,}84\ F = \mathbf{5{,}9}$

Im Falle die obigen Speisewassermengen annähernd zutreffen würden, wäre ein beiläufiger Kohlenverbrauch pro indic. Pfdstde. K_i zu erwarten, und zwar:

bei einfacher (sehr hoher) indirecter Überhitzung $K_i = \frac{4{,}2}{6{,}23} = 0{,}67$ kg

„ „ „ „ directer „ $K_i = \frac{4{,}2}{5{,}67} = 0{,}74$ kg

„ doppelter 1. indirecter, 2. directer „ $K_i = \frac{3{,}9}{6{,}0} = 0{,}65$ kg

„ „ 1. directer, 2. indirecter „ $K_i = \frac{3{,}9}{5{,}9} = 0{,}66$ kg

gegen den Kohlenverbrauch $K_i = \frac{5{,}7}{7} = 0{,}80$ kg

bei Sattdampf.

Für sehr gute Schwarzkohle, welche bei Sattdampf siebenfache Verdampfung ($F = 7$) gewährt, würden sich nach dem obigen die Verdampfungsfactoren F' bei überhitztem Dampfe übersichtlich, wie folgt, gestalten:

Art der Überhitzung	Höhe der Überhitzung			
	mäßig	mittelhoch	sehr hoch	höchst
einfach, indirect . . . . . . $F' =$	6,7	6,5	6,3	6,1
„ direct . . . . $F' =$	6,0	5,85	5,65	5,5
doppelt, 1. indirect, 2. direct $F' =$	6,4	6,2	6,0	—
„ 1. direct, 2. indirect $F' =$	6,3	6,1	5,9	—

Die kleinen Abweichungen dieser Rechnungsresultate von den Angaben der Tabellen S. 82 rühren von der Abrundung aller Zahlen auf bloß zwei geltende Stellen; alle diese Rechnungen sind eben nur angenähert; von irgend einer Genauigkeit kann hier überhaupt nicht die Rede sein.

Zusätzliche Bemerkung.

Bei den hier in Betracht gezogenen verschiedenen Modalitäten der Überhitzung ist e i n e unberücksichtigt geblieben.

Es kommt nämlich vor, daß man den Kesseldampf sehr hochgradig überhitzt, den Heißdampf jedoch (um den Hochdruckcylinder vor dem zu heißen Dampfe zu schonen) zunächst zur Heizung des Receivers verwendet und den hiernach wesentlich abgekühlten (aber noch immer überhitzten) Dampf dem Hochdruckcylinder zuführt.

Um in solchem Falle den Dampf- und Brennstoffverbrauch nach dem Vorhergehenden rechnungsmäßig auszumitteln, darf man als Maß der Überhitzung Δt (bezogen auf Sattdampf) nicht etwa die ursprüngliche (sehr hochgradige) Überhitze in Betracht ziehen, sondern es muß nur diejenige Überhitze als Δt in Rechnung gebracht werden, welche der (bereits abgekühlte) Dampf bei seinem Eintritte in den Admissionscylinder besitzt; sodann ist jedoch **doppelte** Überhitzung nach unserer Auffassung in Rechnung zu bringen.

Z. B. wir überhitzen (wohlweislich **indirect**) den Dampf um 180° und heizen hiermit zunächst den Receiver, wobei (angenommenerweise) 80° an

Überhitze eingebüßt werden, sodaß der Dampf mit einer Überhitze von 100° in den Admissionscylinder tritt; hier ist $\Delta t = 100°$ zu setzen, d. h. wir haben bloß eine „mittelhohe" Überhitzung nach unserer Auffassung und zwar eine „doppelte" (1. indirect, 2. direct) in Rechnung zu bringen. Eine **directe** dergleichen Überhitzung wird wohl jedenfalls zu vermeiden sein, und wenn schon die indirecte Überhitzung nicht angeht, so wird man vorteilhaftererweise gemäßigt direct, aber doppelt (in **einem** Ofen) überhitzen, denn zum Heizen des Receivers ist der Heißdampf überhaupt ein zu wertvolles Material!

Schließlich ist zu §§ 12 und 13 — wenn auch selbstverständlich — noch zu bemerken, daß aus dem Kohlenverbrauche K_i pro indicierte Pferdestunde auf den Kohlenverbrauch K_n pro Netto-Pferdestunde allemal durch Division mit dem mechanischen Wirkungsgrade $\eta = N_n : N_i$ zu schließen ist, daß nämlich in allen Fällen

$$K_n = \frac{K_i}{\eta} = K_i \frac{N_i}{N_n}$$

§ 14.

Bestimmung des Brennstoffverbrauches auf Grund des Wärmeverbrauches bei allen Dampfmaschinenarten.

Während im vorangehenden (§ 12) die annähernde Bestimmung des Brennstoffverbrauches aus dem Dampfconsum (bezw. aus der Speisewassermenge) auf Grund des Verdampfungsfactors für Sattdampf vorgenommen wurde, so wollen wir nunmehr — *last not least* — diese Bestimmung auf Grund des Wärmeverbrauches bewerkstelligen.

Zur demnächstigen Berechnung des Wärmeverbrauches bezeichne (der Kürze wegen) S_i die Speisewassermenge pro indic. Pferdestunde, wonach (mit den früheren Bezeichnungen)

$$\text{für Sattdampf } S_i = C_i + \Delta C$$
$$\text{„ Heißdampf } S_i = (C_i) + (\Delta C)$$

Um 1 kg Speisewasser zunächst von 0° C in Dampf von der Temperatur t_0 bei Sattdampf und t bei Heißdampf zu verwandeln, muß eine Wärmemenge abgegeben werden, welche mit Regnaults Gesamtwärme (Wärmewert) des Dampfes identisch ist. Dieselbe beträgt nach bereits vorangegangenen

$$\text{für Sattdampf } \lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_0 \text{ Cal.}$$
$$\text{„ Heißdampf } \lambda' = \lambda + 0{,}60\, (t - t_0) \text{ Cal.}$$

Hierin ist für Heißdampf t am Überhitzer gemeint*).

---

*) Die Heißdampftemperatur bei der Maschine ist deshalb beiläufig um so viele Grade Cels. zu erhöhen, als die Länge der Dampfleitung in Met. beträgt (sehr reichlich gerechnet).

Im Falle das Speisewasser auf eine ansehnliche Temperatur τ (Grade nach Cels.) vorgewärmt ist, so ist λ um ebenso viele Calorien kleiner, d. h.

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau$$

Die hiermit bedingten beiden Correctionen (Erhöhung von t und Verminderung von λ heben einander teilweise auf und sind darum (auch der Einfachheit und Übersichtlichkeit halber) bei der Berechnung der nachfolgenden zwei Tabellenpaare nicht vorgenommen worden. In einem concreten Falle nehme man sie vor, wie noch weiters besprochen werden wird.

Zur Verdampfung von S_i kg Speisewasser ist sonach die erforderliche Wärmemenge in Cal.

$$\text{für Sattdampf } W = S_i \lambda$$
$$\text{„ Heißdampf } W = S_i \lambda'$$

Diese Wärmemenge W wäre zugleich der Wärmeverbrauch pro indic. Pferdestunde, wenn bei der Kesselanlage (Kessel samt Feuerung) der ganze Heizwert des betreffenden Brennstoffes nutzbar gemacht, also lediglich zur Verdampfung verwendet werden könnte, d. h. wenn eine Kesselanlage ohne Wärmeverluste denkbar wäre. Wegen dieser unvermeidlichen Wärmeverluste wird jedoch nur ein Anteil η_k der Heizkraft des Brennstoffes nutzbar verwendet, welcher den Wirkungsgrad oder das Güteverhältnis der Kesselanlage (mit Einschluß des Überhitzers) darstellt.

Bezeichnet nun W_i den tatsächlichen Wärmeverbrauch pro indic. Pferdestunde, so ist

$$\frac{W}{W_i} = \eta_k$$

und es folgt aus obiger Wärmemenge W die fragliche Größe

$$W_i = \frac{W}{\eta_k}$$

Hiernach könnte der Wärmeverbrauch W_i mit hinreichender Präcision berechnet werden, wenn der Wirkungsgrad η_k genau bekannt wäre. Tatsächlich muß der Wert von η_k für verschiedene Verhältnisse der Kesselheizung und für verschiedene Modalitäten der Überhitzung entsprechend combiniert werden, wozu nachfolgends die beiläufigen Anhaltspuncte angeführt werden.

Mit dem uns geläufigen mechanischen Wirkungsgrade η der Dampfmaschine folgt der Wärmeverbrauch pro Netto-Pferdestunde in Cal.

$$W_n = \frac{W_i}{\eta} = \frac{N_i}{N_n} W_i$$

Aus dem Wärmeverbrauch W_i oder W_n kann man ohne weiteres auf den zugehörigen Brennstoffverbrauch schließen, insofern der Heizwert (absoluter Heizeffect) des Brennstoffes E in Cal. pro 1 kg Brennstoff als bekannt angenommen wird.

Es ist nämlich der Brennstoffverbrauch (in der Regel der Kohlenverbrauch) pro indicierte Pferdestunde in kg

$$K_i = \frac{W_i}{E}$$

und derselbe pro Netto-Pferdestunde

$$K_n = \frac{W_n}{E}$$

Selbstverständlich hat man auch

$$K_n = \frac{K_i}{\eta} = \frac{N_i}{N_n} K_i$$

Nach diesem Vorgange zur annähernden Bestimmung zunächst des Wärme- und dann des Brennstoffverbrauches sind die nachfolgenden zwei Tabellenpaare, welche den Tabellen auf S. 82 bis 85 vollständig analog sind, berechnet worden.

Einen Stein des Anstoßes bietet bei derlei Berechnungen die Annahme eines möglichst plausiblen Wertes des Wirkungsgrades η_k der Kesselanlage.

Diese Größe η_k ist das Product aus dem Wirkungsgrade der Heizung und jenem des Kessels (Heizfläche) an sich und hängt bei Dampfkesseln für Sattdampf (bei einer gewissen Vollkommenheit der ganzen Einrichtung) von den Betriebsverhältnissen und namentlich von dem Umstande ab, ob die Verbrennung eine langsame (günstige) oder aber mehr weniger forcierte ist.

Die Schiffskessel und noch vielmehr die Locomobil- und Locomotivkessel stehen hierin den stationären Kesseln bedeutend nach.

Wenn aber überhitzter Dampf in Betracht kommt, so ist der (totale) Wirkungsgrad η_k der Kesselanlage (außer von den bereits erwähnten Umständen) in eminenter Weise auch von der Modalität der Überhitzung (ob indirect, ob direct, ob doppelt), ja teilweise auch noch von der Intensität der Überhitzung abhängig.

Der Verfasser hat über die sonach sehr vielen Rücksichten unterworfenen Werte des Wirkungsgrades η_k die hier demnächst folgende Tabelle combiniert, welche zuvörderst für stationäre Dampfkessel gilt und mit einem Anhange (unterhalb) für die Schiffskessel, sowie auch für die Locomotiv- und Locomobilkessel versehen ist.

Wie der Titel dieser Tabelle besagt, sind die daselbst für die verschiedensten Verhältnisse übersichtlich angeführten Werte von η_k combinierte Näherungswerte, bei denen es dem Verfasser nur darauf ankommt, daß der hiernach bestimmte Wärme- und Brennstoffverbrauch mit den Ergebnissen der Anwendung **beiläufig** übereinstimme. Wenn etwa die anscheinend geringen Werte von η_k für die „directe" Überhitzung gegen die tatsächlichen Ergebnisse der Anwendung als wirklich unterschätzt sich erweisen sollten, so wäre die betreffende Bemerkung der Tabelle zu beachten, welche aus dieser Rücksicht eben bei der directen Überhitzung um zwei Spalten weiter nach links reicht, als bei den übrigen Modalitäten der Überhitzung.

Mit diesen tabellarischen Werten von η_k wurden die nachfolgenden zwei Tabellenpaare berechnet, wobei, wie bereits erwähnt, der Einfachheit wegen die Temperatur des Speisewassers $\tau = 0$ und die Länge der Dampfleitung $L = 0$ angenommen wurde.

Wenn nun τ und L von der Nulle abweichende Werte haben, so kommt bei Berechnung der Dampfwärme λ nebst λ' die Größe τ (Cal.) subtractiv, hingegen (wenn der Heißdampf-Temperaturverlust für einen Meter der Dampfleitung 1° C angenommen wird) die Größe $0{,}60\ L$ additiv

hinzu. Man wird also zu den gleichen Resultaten, wie in den beiden Tabellenpaaren, in allen Fällen gelangen, in denen numerisch (etwa zufälligerweise) $\tau = 0{,}60\,L$ ausfällt, d. h. wenn z. B.

$L = 20$ m und $\tau = 12°$ C.
oder $L = 25$ m „ $\tau = 15°$ C.
„ $L = 30$ m „ $\tau = 18°$ C.
„ $L = 40$ m „ $\tau = 24°$ C. usw.

Das heißt: die tabellarischen Angaben und Resultate gelten (außer für $\tau = 0$ und $L = 0$) bei den Heißdampfmaschinen annähernd auch für die gewöhnlichen Temperaturen des **nicht** vorgewärmten Speisewassers und für die gewöhnlichen Längen der Dampfleitung*).

Hiermit konnten für die Tabellen die Wärmeverbrauchszahlen W_i und W_n bestimmt werden. Behufs der Angabe des zugehörigen Brennstoffverbrauches wurde gute Steinkohle mit dem Heizwerte $E = 7000$ Cal. pro kg in Betracht gezogen.

Die Tabellen bedürfen eines weiteren Commentars nicht.

Da die annähernde Bestimmung des Brennstoffverbrauches einerseits in § 12 und § 13, andererseits in § 14 von ganz verschiedenen Gesichtspuncten vor sich geht und jeder dieser Gesichtspuncte einen unvermeidlichen Stein des Anstoßes (bezüglich des Ausnützungsgrades des Brennmaterials, welcher doch nur roh empirisch bemessen werden kann) für sich hat, so wird man die numerische Abweichung der Resultate der Tabellen in § 14 von jenen in § 12 keineswegs zu groß finden.

Die Angaben der letzten Spalten der Tabellen (Wärme- und Brennstoffersparnis gegen Sattdampf) wurden für mäßig warmes (nicht stark vorgewärmtes) Speisewasser berechnet, gelten jedoch mit der hier möglichen Annäherung ziemlich allgemein, denn das Vorwärmen des Speisewassers kommt in gleicher Weise den Heißdampfmaschinen wie den Sattdampfmaschinen zustatten.

Im übrigen haben die Tabellen nur zur beiläufigen Übersicht und Orientierung zu dienen; in den Fällen der wirklichen Anwendung hat man nach den ohnehin einfachen Formeln zu rechnen, um auch in dieser Weise nur annähernd richtige Resultate zu erhalten.

---

*) Bei den Sattdampfmaschinen gilt die erste (oberste) Zeile jeder Tabelle bloß für $\tau = 0$ (also für den idealen Fall eines eiskalten Speisewassers), und deshalb wurden in den unten angehängten (letzten) drei Zeilen die betreffenden Angaben auch für $\tau = 25°$ C., d. h. für mäßig warmes Speisewasser, sowie für $\tau = 50°$ C. und $\tau = 75°$ C., d. h. für mittelstark und sehr stark vorgewärmtes Speisewasser angesetzt, um den Vorteil des Vorwärmens überhaupt ersichtlich zu machen. Nach diesen Ansätzen erspart man (wie in den letzten zwei Spalten der untersten drei Zeilen bemerkt ist) gegenüber dem eiskalten Speisewasser ($\tau = 0$) bei mäßig warmem Speisewasser ($\tau = 25°$ C.) 4 Procent, bei mittelstark vorgewärmtem Speisewasser ($\tau = 50°$ C.) 8 Procent und bei sehr stark vorgewärmtem Speisewasser ($\tau = 75°$ C.) beiläufig 13 Procent an Wärme und Brennstoff. Hieraus folgt die practische Ersparnis durch das Vorwärmen des Speisewassers (verglichen mit $\tau = 25°$ C.) von 4 Procent bei mittelstark vorgewärmtem Speisewassers ($\tau = 50°$ C.) bis etwa 8 Procent bei sehr stark vorgewärmtem Speisewasser ($\tau = 75°$ C.). Allerdings muß diese (nachträglich) ersparte Wärmemenge zuvörderst (im Vorwärmer oder Economiser) an das Speisewasser (und zwar reichlich) abgegeben werden; diese Wärmeabgabe, d. h. das Vorwärmen des Speisewassers darf demnach ja nicht viel kosten!!

Wirkungsgrade η_k der Kesselanlagen bei verschiedenen Modalitäten der Überhitzung.

Vorsichtig combinierte Schätzungswerte, welche für directe Überhitzung günstigstenfalls vielleicht um 0,01 erhöht werden könnten.*)

Zunächst für stationäre Anlagen.

Art der Überhitzung	Unter sehr günstigen Verhältnissen der Heizung (bei neuen Anlagen, bei langsamer Verbrennung)				Im Mittel (normal) bei stationären Anlagen	Unter minder günstigen Verhältnissen (bei forcierter Heizung, bei alten Kesselanlagen usw.)			
Ohne (bei Sattdampf) .	.	.	0,70	0,69	**0,68**	0,67	0,66	0,65	0,64
Mäßig, indirect	.	.	0,71	0,70	**0,69**	0,68	0,67	0,66	0,65
Mittelhoch, „	.	.	0,71	0,70	**0,69**	0,68	0,67	0,66	0,65
Sehr hoch, „	.	.	0,72	0,71	**0,70**	0,69	0,68	0,67	0,66
Höchste, „	.	.	0,72	0,71	**0,70**	0,69	0,68	0,67	0,66
Mäßig, direct	0,67	0,66	**0,65**	**0,64**	**0,63**	0,62	0,61	0,60	0,59
Mittelhoch, „	0,67	0,66	**0,65**	**0,64**	**0,63**	0,62	0,61	0,60	0,59
Sehr hoch, „	0,68	0,67	**0,66**	**0,65**	**0,64**	0,63	0,62	0,61	0,60
Höchste, „	0,68	0,67	**0,66**	**0,65**	**0,64**	0,63	0,62	0,61	0,60
Mäßig, doppelt	.	.	0,69	0,68	**0,67**	0,66	0,65	0,64	0,63
Mittelhoch, „	.	.	0,695	0,685	**0,675**	0,665	0,655	0,645	0,635
Sehr hoch, „	.	.	0,70	0,69	**0,68**	0,67	0,66	0,65	0,64

Anhang für Schiffkessel, Locomotiv- und Locomobil-Kessel.

Art der Überhitzung	Schiffkessel				Locomotiv- und Locomobil-Kessel				
	günstig			minderg.	günstig				ungünstig
Ohne (bei Sattdampf) .	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50
Mäßig, indirect	0,67	0,65	0,63	0,61	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51
Mittelhoch, „	0,67	0,65	0,63	0,61	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51
Sehr hoch, „	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52
Höchste, „	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52

Note. Bei vollkommenen (exacten) Locomobilen gestalten sich die Wirkungsgrade η_k bedeutend günstiger (größer), als hier angegeben. Insbesondere die Patent-Heißdampf-Compound-Locomobilen von R. Wolf (Magdeburg-Buckau) erreichen angeblich — allerdings nur unter den günstigsten Verhältnissen — beiläufig diejenigen Dampf- und Kohlenverbrauchsziffern, also auch beinahe diejenigen Werte von η_k, welche hier als normale Mittelwerte für stationäre Anlagen angeführt sind. Demnach könnten dergleichen „vollkommene" Locomobilen unter den gewöhnlichen (nicht eben günstigsten) Verhältnissen die hierortigen Wirkungsgrade η_k der Schiffskessel, eventuell jene der stationären Kessel bei forcierter Heizung wohl erreichen.

*) Dies ist in der Tabelle selbst dadurch angedeutet, daß dieselbe für directe Überhitzung weiter nach links reicht. Unter sehr günstigen Verhältnissen sind indes auch im übrigen etwas höhere Wirkungsgrade erreichbar, aber vorsichtigerweise nicht in sichere Aussicht zu nehmen. In viel mehreren Fällen werden jedoch (bei minder guter Einrichtung der Kesselanlagen) die Wirkungsgrade gegen die tabellarischen Angaben ansehnlich kleiner anzunehmen sein.

Wärme- und Kohlenverbrauch einer **Dreicylinder-Condens.-Maschine**

von $N_i = 5000$ Pfdk. bei Sattdampf.

$N_i = 5000$ Pfdk.; $\eta = 0{,}82$; $p = 14$ Atm.; $\frac{l_1}{l} = 0{,}04$; $c = 5$ m; $t_0 = 194°$ C; $E = 7000$ Cal.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	$S_i = (C_i) + (\Delta C)$ kg	λ bei Sattdampf übrigens λ' Cal.	$W = S_i \lambda$ bezw. $= S_i \lambda'$	η_k indirect	η_k direct	η_k doppelt	$W_i = \frac{W}{\eta_k}$ Cal.	$W_n = \frac{W_i}{\eta}$ Cal.	$K_i = \frac{W_i}{E}$ kg	$K_n = \frac{W_n}{E}$ kg	Ersparnis gegen Sattdampf %	
Ohne *(bei Sattdampf) (mit $\tau = 0$)*	*0*	*194°*	*5,7*	*666*	*3796*	*0,68*	.	.	*5582*	*6810*	*0,80*	*0,97*	.	
Mäßig, indirect	80°	274°	4,8	714	3427	0,69	.	.	4967	6057	0,71	0,87	11	
„ direct	„	„	„	„	„	„	0,63	.	5440	6634	0,78	0,95	2,5	
Mittelhoch, indirect	120°	314°	4,5	738	3321	0,69	.	.	4813	5870	0,69	0,84	14	
„ direct .	„	„	„	„	„	.	0,63	.	5271	6430	0,75	0,98	5,5	
Mittelhoch, **doppelt:**														
1. indirect, 2. direct	120° (160)	314° (354)	4,2	762	3200	.	.	0,68	4706	5739	0,67	0,82	16	
1. direct, 2. indirect	„	„	„	„	„									
Sehr hoch, indirect .	160°	354°	4,2	762	3200	0,70	.	.	4571	5574	0,65	0,80	18	
„ direct ..	„	„	„	„	„	.	0,64	.	5000	6100	0,71	0,87	7,5	
Sehr hoch, **doppelt:**														
1. indirect, 2. direct	160° (196)	354° (390)	3,9	784	3058	.	.	0,68	4497	5484	0,64	0,78	19	
1. direct, 2. indirect	„	„	„	„	„									
Höchste, indirect ..	196°	390°	3,9	784	3058	0,70	.	.	4369	5328	0,62	0,76	22	
„ direct...	„	„	„	„	„	.	0,64	.	4778	5826	0,68	0,83	14	
													Ersparnis gegen $\tau = 0$	Ersparnis gegen $\tau = 25°$
Mit $\tau = 25°$ C;														
Ohne *(bei Sattdampf)........*	*0*	*194°*	*5,7*	*641*	*3654*	*0,68*	.	.	*5373*	*6552*	*0,77*	*0,94*	*4 %*	.
Mit $\tau = 50$ C:														
Ohne *(bei Sattdampf)........*	*0*	*194°*	*5,7*	*616*	*3511*	*0,68*	.	.	*5163*	*6296*	*0,74*	*0,90*	*8 %*	*4 %*
Mit $\tau = 75$ C:														
Ohne *(bei Sattdampf)........*	*0*	*194°*	*5,7*	*591*	*3369*	*0,68*	.	.	*4954*	*6039*	*0,71*	*0,87*	*12 %*	*8 %*

Wärme- und Kohlenverbrauch einer Zweicylinder-Condens.-Maschine

von $N_i = 250$ Pfdk. bei Sattdampf.

$N_i = 250$ Pfdk.; $\eta = 0{,}78$; $p = 10$ Atm.; $\frac{l_1}{l} = 0{,}06$; $c = 3$ m; $t_0 = 179°$ C; $E = 7000$ Cal.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	$S_i = (C_i) + (\Delta C)$ kg	λ bei Sattdampf übrigens λ' Cal.	$W = S_i \lambda$ bezw. $= S_i \lambda'$ Cal.	η_k indirect	η_k direct	η_k doppelt	$W_i = \frac{W}{\eta_k}$ Cal.	$W_n = \frac{W_i}{\eta}$ Cal.	$K_i = \frac{W_i}{E}$ kg	$K_n = \frac{W_n}{E}$ kg	Ersparnis gegen Sattdampf %	
***Ohne** (bei Sattdampf (mit $\tau = 0$)*	*0*	*179°*	*7,1*	*661*	*4694*	*0,68*	.	.	*6903*	*8836*	*0,99*	*1,26*	.	
Mäßig, indirect	72°	251°	5,6	704	3940	0,69	.	.	5710	7320	0,82	1,05	17	
„ direct	„	„	„	„	„	.	0,63	.	6854	8018	0,89	1,15	9	
Mittelhoch, indirect,	112°	291°	5,3	728	3858	0,69	.	.	5591	7168	0,80	1,02	19	
„ direct. .	„	„	„	„	„	.	0,63	.	6124	7839	0,875	1,12	11	
Mittelhoch, **doppelt:**														
1. indirect, 2. direct	112°	291°	4,9	752	3685									
	(152)	(331)				.	.	0,68	5420	6949	0,77	0,99	21,5	
1. direct, 2. indirect	„	„	„	„	„									
Sehr hoch, indirect .	152°	331°	4,9	752	3685	0,70	.	.	5264	6749	0,75	0,96	24	
„ direct . .	„	„	„	„	„	.	0,64	.	5758	7370	0,82	1,05	15	
Sehr hoch, **doppelt:**														
1. indirect, 2. direct	152°	331°	4,7	774	3638									
	(188)	(367)				.	.	0,68	5350	6859	0,76	0,98	22,5	
1. direct, 2. indirect	„	„	„	„	„									
Höchste, indirect . .	188°	367°	4,7	774	3638	0,70	.	.	5197	6663	0,74	0,95	25	
„ direct . . .	„	„	„	„	„	.	0,64	.	5686	7290	0,81	1,04	18	
													Ersparnis gegen $\tau = 0$	Ersparnis gegen $\tau = 25°$
Mit $\tau = 25°$ C:														
***Ohne** (bei Sattdampf) . . . , ...*	*0*	*179°*	*7,1*	*636*	*4516*	*0,68*	.	.	*6641*	*8514*	*0,95*	*1,22*	*4 %*	.
Mit $\tau = 50$ C:														
***Ohne** (bei Sattdampf) . . . .*	*0*	*179°*	*7,1*	*611*	*4338*	*0,68*	.	.	*6380*	*8180*	*0,91*	*1,17*	*8 %*	*4 %*
Mit $\tau = 75°$ C:														
***Ohne** (bei Sattdampf) . . . .*	*0*	*179°*	*7,1*	*586*	*4160*	*0,68*	.	.	*6118*	*7844*	*0,87*	*1,12*	*13 %*	*8 %*

Wärme- und Kohlenverbrauch einer **Eincylinder-Auspuff**-Maschine mit **Coulisse** von $N_i = 250$ Pfdk. bei Sattdampf

$N_i = 250$ Pfdk.; $\eta = 0{,}83$; $p = 12$ Atm.; $\frac{l_1}{l} = 0{,}20$; $c = 3$ m; $t_0 = 187°$ C; $E = 7000$ Cal.

Art der Überhitzung	$\varDelta t = t - t_0$	$t = t_0 + \varDelta t$	$S_i = (C_i) + (\varDelta C)$ kg	λ bei Sattdampf übrigens λ' Cal.	$W = S_i \lambda$ bezw. $= S_i \lambda'$ Cal.	η_k indirect	η_k direct	$W_i = \frac{W}{\eta_k}$ Cal.	$W_n = \frac{W_i}{\eta}$ Cal.	$K_i = \frac{W_i}{E}$ kg	$K_n = \frac{W_n}{E}$ kg	Ersparnis gegen Sattdampf %	
Ohne (bei Sattdampf) (mit $\tau = 0$)	*0*	*187°*	*13,0*	*663*	*8626*	*0,68*	.	*12 685*	*15 282*	*1,81*	*2,18*	.	
Mäßig, indirect	57°	244°	9,6	698	6701	0,69	.	9 711	11 700	1,39	1,67	23	
„ direct	„	.	„	„	„	.	0,63	10 637	12 816	1,52	1,83	16	
Mittelhoch, indirect	90°	277°	9,0	717	6457	0,69	.	9 358	11 275	1,34	1,61	26	
„ direct .	„	„	„	„	„	.	0,63	10 249	12 299	1,46	1,76	19	
Sehr hoch, indirect	130°	317°	8,45	741	6265	0,70	.	8 950	10 783	1,28	1,54	29	
„ direct .	„	„	„	„	„	.	0,64	9 78[illegible]	11 784	1,40	1,68	23	
												Ersparnis gegen $\tau = 0$	gegen $\tau = 25°$
Mit $\tau = 25°$ C.													
Ohne (bei Sattdampf)	*0*	*187°*	*13,0*	*638*	*8300*	*0,68*	.	*12 206*	*14 706*	*1,74*	*2,10*	*4 %*	.
Mit $\tau = 50°$ C:													
Ohne (bei Sattdampf).	*0*	*187°*	*13,0*	*613*	*7975*	*0,68*	.	*11 728*	*14 130*	*1,68*	*2,02*	*8 %*	*4 %*
Mit $\tau = 75°$ C:													
Ohne (bei Sattdampf).	*0*	*187°*	*13,0*	*588*	*7650*	*0,68*	.	*11 250*	*13 544*	*1,61*	*1,94*	*13 %*	*8 %*

Wärme- und Kohlenverbrauch einer **Eincylinder-Auspuff**-Maschine mit **Expans.** von $N_i = 250$ Pfdk. bei Sattdampf.

$N_i = 250$ Pfdk; $\eta = 0{,}_{83}$; $p = 12$ Atm; $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{15}$; $c = 3$ m; $t_0 = 187°$ C; $E = 7000$ Cal.

Art der Überhitzung	$\Delta t = t - t_0$	$t = t_0 + \Delta t$	$S_i = (C_i) + (\Delta C)$ kg	λ bei Sattdampf übrigens λ' Cal.	$W = S_i \lambda$ bezw. $= S_i \lambda'$ Cal.	η_k indirect	η_k direct	$W_i = \frac{W}{\eta_k}$ Cal.	$W_n = \frac{W_i}{\eta}$ Cal.	$K_i = \frac{W_i}{E}$ kg	$K_n = \frac{W_n}{E}$ kg	Ersparnis gegen Sattdampf %	
Ohne *(bei Sattdampf) (mit $\tau = 0$)*	*0*	*187°*	*10,8₅*	*663*	*7198*	*0,68*	.	*10 585*	*12 753*	*1,51*	*1,82*	.	
Mäßig, indirect	64°	251°	8,1	702	5686	0,69	.	8 241	9 929	1,18	1,42	22	
„ direct	„	„	„	„	„	.	0,63	9 085	10 873	1,29	1,55	15	
Mittelhoch, indirect	100°	287°	7,6	723	5498	0,69	.	7 968	9 600	1,14	1,37	25	
„ direct. .	„	„	„	„	„	.	0,63	8 727	10 472	1,25	1,50	17	
Sehr hoch, indirect .	140°	327°	7,1	747	5307	0,70	.	7 581	9 134	1,08	1,30	28	
„ direct . .	„	„	„	„	„	„	0,64	8 292	9 990	1,18	1,43	22	
												Ersparnis	
Mit $\tau = 25°$ C:												gegen $\tau = 0$	gegen $\tau = 25°$
Ohne *(bei Sattdampf) . . . .*	*0*	*187°*	*10,8₅*	*638*	*6927*	*0,68*	.	*10 187*	*12 273*	*1,46*	*1,75*	*4 %*	.
Mit $\tau = 50$ C:													
Ohne *(bei Sattdampf) . . . .*	*0*	*187°*	*10,8₅*	*613*	*6656*	*0,68*	.	*9788*	*11 793*	*1,40*	*1,68*	*8 %*	*4 %*
Mit $\tau = 75$ C:													
Ohne *(bei Sattdampf) . . . .*	*0*	*187°*	*10,8₅*	*588*	*6385*	*0,68*	.	*9390*	*11 313*	*1,34*	*1,62*	*13 %*	*8 %*

§ 15.

Recapitulation der Regeln zur Bestimmung des Brennstoff- und Wärmeverbrauches aus dem Dampfverbrauche.

C_i Dampfverbrauch	pro indic. Pferdestunde	bei	Sattdampf
(C_i) „	„ „ „	„	Heißdampf
ΔC Leitungsverlust	„ „ „	„	Sattdampf
(ΔC) „	„ „ „	„	Heißdampf
$C_i + \Delta C$ Speisewassermenge	„ „ „	„	Sattdampf
$(C_i) + (\Delta C)$ „	„ „ „	„	Heißdampf

C_i ist nach Hilfsbuch I. oder II. Band, eventuell nach § 10 (hier) und (C_i) nach der „Practischen Anleitung" § 8 (hier) zu bestimmen.

ΔC kann (im rohen Durchschnitt) für je 20 m der Leitung mit 1 Procent von C_i, also für 100 m der Leitung etwa $= 0{,}05\ C_i$ angenommen oder anderweitig beurteilt werden.

(ΔC) ist ganz unbedeutend.

A. nach § 12: Dampf- und Brennstoffersparnis durch die Überhitzung.

Das Verhältnis der Speisewassermengen

$$\psi = \frac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C}$$

ergibt die Dampfersparnis bei der Überhitzung.

Hieraus ergibt sich der (definitive) Reductions-Coëfficient χ' des Brennstoffverbrauches bei Heißdampf (bezogen auf Sattdampf) wie folgt:

Art der Überhitzung	Höhe der Überhitzung			
	mäßig (*60°*)	mittelhoch (*100°*)	sehr hoch (*140°*)	höchst (*180°*)
einfach, indirect . . . . . $\chi' =$	1,04 ψ	1,08 ψ	1,12 ψ	1,15 ψ
„ direct . . . . . . $\chi' =$	1,16 ψ	1,20 ψ	1,24 ψ	1,28 ψ
doppelt, 1. indirect, 2. direct $\chi' =$	1,09 ψ	1,13 ψ	1,17 ψ	—
„ 1. direct, 2. indirect $\chi' =$	1,11 ψ	1,15 ψ	1,19 ψ	—

Hiermit ergibt sich die Brennstoffersparnis bei der Dampfüberhitzung im Vergleiche mit Sattdampf und aus dem Brennstoffverbrauch für Sattdampf auch der Brennstoffverbrauch für Heißdampf.

B. nach § 13: Verdampfungsfactoren (Verdampfungsziffern).

Bezeichnet F den (als bekannt angenommenen) Verdampfungsfactor für Sattdampf, so kann der Verdampfungsfactor F' für Heißdampf nach den folgenden Angaben beiläufig geschätzt werden:

Art der Überhitzung	Höhe der Überhitzung			
	mäßig (*60°*)	mittelhoch (*100°*)	sehr hoch (*140°*)	höchst (*180°*)
einfach, indirect . . . . . $F' =$	0,96 F	0,93 F	0,89 F	0,87 F
„ direct . . . . . . $F' =$	0,86 F	0,83 F	0,81 F	0,78 F
doppelt, 1. indirect, 2. direct $F' =$	0,92 F	0,89 F	0,86 F	—
„ 1. direct, 2. indirect $F' =$	0,90 F	0,87 F	0,84 F	—

Hiermit kann der zu gewärtigende (eventuell zu garantierende) Verdampfungsfactor beiläufig geschätzt, aber auch — mit Heranziehung der Speisewassermenge S_i der Brennstoffverbrauch K_i pro indic. Pferdestunde annähernd bestimmt werden; es ist nämlich $K_i = \frac{S_i}{F'}$.

Pro effective (Netto-) Pferdestunde hat man allemal:

$$K_n = \frac{K_i}{\eta} = K_i \frac{N_i}{N_n}$$

C. **nach § 14: Bestimmung des Wärme- und Brennstoffverbrauches.**

Man ermittle zunächst für die betreffende Admissionsspannung p und für die betreffende Überhitzung $t - t_o$ die Gesamtwärme (Wärmewert) λ' nach Regnault*) für 1 kg Speisewasser von 0° C., wobei $t - t_o$ bei dem Überhitzer (keineswegs bei der Maschine) gemeint ist, mittels der hierortigen Tabelle S. 102, 103.

Für die Speisewassermenge S_i (kg pro indic. Pferdestunde) ist die erforderliche „ideale“ Wärmemenge (ohne Rücksicht auf die Wärmeverluste) in Calorien pro indic. Pferdestunde

$$W = S_i \lambda'$$

Bezeichnet η_k den Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage, so ist der wirkliche Wärmeverbrauch pro indic. Pfdstd.

$$W_i = \frac{W}{\eta_k}$$

wofür η_k der Tabelle S. 95 entnommen werden kann.

*) Es ist, durch neuere Untersuchungen corrigiert, $\lambda' = 606{,}5 + 0{,}305\, t_o + 0{,}5$ bis $0{,}6\,(t - t_o)$ für eiskaltes Speisewasser, wobei für Sattdampf selbstverständlich $t - t_o = 0$ und für die Speisewassertemperatur τ nach Celsius eben τ von λ' zu subtrahieren ist. Hierbei gilt der Coëfficient 0,5 von $(t - t_o)$ für kleine Spannungen, der Coëfficient 0,6 aber für große Spannungen; dazwischen nimmt dieser Coëfficient mit der Spannung gleichmäßig zu, wie in der untersten Zeile der Tabelle angegeben.

In § 14 und vorher wurde von dem Bachschen Coëfficienten 0,60 von $(t - t_o)$ durchwegs Gebrauch gemacht, weshalb die dortigen Rechnungsergebnisse von den (richtigeren) Angaben der hierortigen Tabelle um einiges verschieden sind. Für die Anwendung gibt dies jedoch nichts aus.

§ 15 samt dieser Tabelle ist erst während der Correctur dieses 7. Druckbogens zustande gekommen.

Gesamtwärme (Wärmewert) λ' des gesättigten und des überhitzten Wasserdampfes bei den (absol.) Spannungen p und Überhitzungen $t - t_o$.

Spannung p =	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
Sattdampf t_o =	142,8	147,1	151,0	154,6	157,9	161,1	164,0	166,8	169,5	172,0
$t - t_o$ = 0° C.	650	651	653	654	655	656	656,5	657	658	659
5	652,5	654	655	656	657	658	659	660	661	662
10	655	656	658	659	660	661	662	663	664	664
15	657,5	659	660	661,5	662,5	663	664	665	666	667
20	660	661	663	664	665	666	667	668	669	670
$t - t_o$ = 25° C.	662,5	664	665	667	668	669	670	671	672	673
30	665	666	668	669	670	671	672	673	674	675
35	667,5	669	670	672	673	674	675	676	677	678
40	670	671	673	674,5	675,5	676	678	679	680	681
45	672,5	674	675,5	677	678	679	680	682	682,5	683
$t - t_o$ = 50° C.	675	677	678	679,5	681	682	683	684	685	686
55	677,5	679	681	682	684	685	686	687	688	689
60	680	682	683	685	686	687	688	689	691	692
65	682,5	684	686	687	689	690	691	692	693	694
70	685	687	688	690	691	692	693,5	695	696	697
$t - t_o$ = 75° C.	687,5	689	691	692,5	694	695	696	698	699	700
80	690	692	693	695	697	698	699	700	701	703
85	692,5	694	696	698	699	700	701	703	704	705
90	695	697	698,5	700	702	703	704	706	707	708
95	697,5	699	701	703	704	705	707	708	709,5	711
$t - t_o$ = 100° C.	700	702	704	705	707	708	709,5	711	712	713,5
105	702,5	704	706	708	709	711	712	713,5	715	716
110	705	707	709	710	712	713	715	716	718	719
115	707,5	709	711	713	714,5	716	717	719	720	722
120	710	712	714	716	717	718,5	720	722	723	724
$t - t_o$ = 125° C.	712,5	714	716	718	720	721	723	724	726	727
130	715	717	719	721	722	724	725	727	728	730
135	717,5	719	721	723	725	726	728	730	731	732
140	720	722	724	726	727,5	729	731	732	734	735
145	722,5	724	726,5	729	730	732	733	735	736,5	738
$t - t_o$ = 150° C.	725	727	729	731	733	734	736	738	739	741
155	727,5	730	732	734	735	737	739	740	742	744
160	730	732	734	736	738	740	741	743	745	746
165	732,5	735	737	739	740,5	742	744	746	747	749
170	735	737	739	741	743	745	747	748	750	752
$t - t_o$ = 175° C.	737,5	740	742	744	746	747	749	751	753	754
180	740	742	744	747	748	750	752	754	755	757
185	742,5	745	747	749	751	753	754,5	756,5	758	760
190	745	747	749,5	752	753,5	755	757	759	761	762
195	747,5	750	752	754	756	758	760	762	763,5	765
$t - t_o$ = 200° C.	750	752	755	757	759	761	762,5	764	766	768
*) *Coëfficient von* $(t - t_o)$	*0,50*	*0,505*	*0,51*	*0,515*	*0,52*	*0,525*	*0,53*	*0,535*	*0,54*	*0,545*

$$\lambda' = 606{,}5 + 0{,}305\, t_o + 0{,}5 \text{ bis } 0{,}6\,(t - t_o)^{*})$$

Fortsetzung

9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	$= p$
174,4	176,7	178,9	181,0	183,1	185,0	186,9	188,8	190,6	192,3	194,0	$= t$
											$t - t_o$
660	**660,5**	**661**	**662**	**662**	**663**	**663,5**	**664**	**665**	**665**	**666**	0° *C.*
662	663	664	664,5	665	666	666	667	668	668	669	5
665	666	667	667	668	669	669	670	671	671	672	10
668	669	669,5	670	671	672	672	773	673,5	674	675	15
671	672	672	673	674	674,5	675	676	676,5	677	678	20
673	674	675	676	676,5	677	678	679	679	680	681	25° C.
676	677	678	678,5	679	680	681	681,5	682	683	684	30
679	680	681	681	682	683	684	684	685	686	687	35
682	683	683,5	684	685	686	687	687	688	689	690	40
684	685	686	687	688	689	690	690	691	692	693	45
687	688	689	690	691	692	692,5	693	694	695	696	50° C.
690	691	692	693	694	695	695	696	697	698	699	55
693	694	695	696	696,5	697	698	699	700	701	702	60
695	697	697,5	698	699	700	701	702	703	704	705	65
698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	70
701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	75° C.
704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	80
706	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	85
709	711	711,5	712	714	715	716	717	718	719	720	90
712	713	714	715	716	718	719	720	721	722	723	95
715	716	717	718	719	720	721,5	723	724	725	726	100° C.
717	719	720	721	722	723	724	725,5	727	728	729	105
720	721,5	723	724	725	726	727	728	730	731	732	110
723	724	725,5	727	728	729	730	731	732,5	734	735	115
726	727	728	729	731	732	733	734	735,5	737	738	120
728	730	731	732	733,5	735	736	737	738	740	741	125° C.
731	733	734	735	736	738	739	740	741	743	744	130
734	735,5	737	738	739	741	742	743	744	746	747	135
737	738	739,5	741	742	744	745	746	747	749	750	140
739	741	742	743	745	746,5	748	749	750	752	753	145
742	744	745	746,5	748	749	750,5	752	753	754,5	756	150° C.
745	746,5	748	749	751	752	753	755	756	757,5	759	155
748	749	751	752	753,5	755	756	758	759	760,5	762	160
750	752	753,5	755	756	758	759	761	762	763,5	765	165
753	755	756	758	759	761	762	763,5	765	766	768	170
756	758	759	760,5	762	764	765	766	768	769	771	175° C.
759	760,5	762	763	765	767	768	769	771	772	774	180
761	763	765	766	768	769,5	771	772	774	775	777	185
764	766	767,5	769	771	772	774	775	777	778	780	190
767	769	770	772	773	775	777	778	780	781	783	195
770	771	773	775	776	778	779,5	781	783	784	786	200° C.
0,55	*0,555*	*0,56*	*0,565*	*0,57*	*0,575*	*0,58*	*0,585*	*0,59*	*0,595*	*0,60*	*Coëffic.*

Schließlich ist mit dem mechanischen Wirkungsgrade η der Wärmeverbrauch pro Netto-Pferdestunde:

$$W_n = \frac{W_i}{\eta} = W_i \frac{N_i}{N_n}$$

Aus dem Wärmeverbrauch W_i und W_n ergibt sich der Brennstoffverbrauch K_i und K_n durch Division mit dem Heizwerte (absoluten Heizeffecte) E des betreffenden Brennstoffes:

$$K_i = \frac{W_i}{E} \text{ und } K_n = \frac{W_n}{E}$$

Selbstverständlich hat man auch:

$$K_n = \frac{K_i}{\eta} = K_i \frac{N_i}{N_n}$$

Note. Doppelte **indirecte** Überhitzung kann der nächst (um 40° C.) höheren einfachen **indirecten** Überhitzung auch bezüglich des Brennstoffverbrauches nahezu gleich gehalten werden, wenn die Dampfleitung ganz kurz ist, wie bei den oben gedachten „vollkommenen“ Locomobilen.

Beispiel der Anwendung von § 15.

Zweicylinder-Condens.-Maschine (auf S. 83 und S. 97 bereits behandelt).

$N_i = 250$ Pfdk. $\eta = 0{,}78$; $p = 10$ Atm. $E = 7000$ Cal. $t - t_0 = 152°$ C.

Bei Sattdampf $C_i = 6{,}6$ kg; $C_i + \Delta C = 7{,}1$ kg.

Bei sehr hoher indirecter Überhitzung:

$$(C_i) = 4{,}8 \text{ kg}; \; (C_i) + (\Delta C) = 4{,}9 \text{ kg}.$$

A. (nach § 12):

$$\psi = \frac{(C_i) + (\Delta C)}{C_i + \Delta C} = \frac{4{,}9}{7{,}1} = 0{,}69 \text{ kg},$$

d. i. 31 % Ersparnis an Dampf.

$$\chi' = 1{,}12 \; \psi = 0.77,$$

d. i. 23 % Ersparnis an Brennstoff

B. (nach § 13):

Bei (angenommener) 7facher Verdampfung für Sattdampf, d. i. $F = 7$ hat man für Heißdampf $F'' = 0{,}89$ $F = 6{,}2$fache (eventuell garantierbare) Verdampfung, daher

für Sattdampf $K_i = \frac{7{,}1}{7} = 1$ kg Kohle pro indic. Pfdst.

für Heißdampf $K_i = \frac{4{,}9}{6{,}2} = 0{,}79$ „ „ „ „ „

C. (nach § 14):

Zu $p = 10$ Atm. für $t - t_0 = 0$ (Sattdampf) $\lambda' = 661$ Cal. (nach Tab.)

„ $t - t_0 = 152°$ (Heißdampf) $\lambda' = 746$ Cal. (nach Tab.).

Somit für Sattdampf $W = S_i \, \lambda' = 7{,}1 \times 661 = 4693$ Cal.

„ Heißdampf $W = S_i \, \lambda' = 4{,}9 \times 746 = 3655$ „

Für Sattdampf $\eta_k = 0{,}68$; $W_i = \frac{W}{\eta_k} = \frac{4693}{0{,}68} = 6902$ Cal.; $W_n = \frac{W_i}{\eta} = 8849$ Cal.

„ Heißdampf $\eta_k = 0{,}70$; $W_i = \frac{W}{\eta_k} = \frac{3655}{0{,}70} = 5221$ Cal.; $W_n = \frac{W_i}{\eta} = 6694$ Cal.

Für eine Kohle mit $E = 7000$ Cal.

bei Sattdampf $K_i = \frac{6902}{7000} = 0{,}99$ und $K_n = \frac{8849}{7000} = 1{,}26$ kg Kohle,

bei Heißdampf $K_i = \frac{5221}{7000} = 0{,}75$ und $K_n = \frac{6694}{7000} = 0{,}96$ kg Kohle.

Theorie und practische Berechnung

der

Gebläsemaschinen,

mit besonderer Rücksicht auf den Dampfbetrieb.

Vorbemerkung.

Die nachstehende „theoretisch-practische" Abhandlung über Gebläsemaschinen entstammt meinen Vorträgen über Hüttenwesens-Maschinen an der k. k. Bergakademie in Přibram und hat in der gegenwärtigen Gestaltung den Zweck, dem Hütten- und Maschinen-Fachmanne bei sämtlichen einschlägigen Berechnungen das Rechnen mit mathematischen Formeln, sowie jede Unsicherheit bei den betreffenden zahlreich notwendigen Annahmen ganz zu ersparen, ja selbst jede nennenswerte Interpolation beim Handhaben der zugehörigen Tabellen zu vermeiden.

Zu dem „Hilfsbuche für Dampfmaschinen-Techniker" steht diese Abhandlung in einem ähnlichen Verhältnisse, wie die betreffenden Paragraphen über Förderungs- und Locomotiv-Maschinen; nächst diesen sind es eben die Gebläse, für welche die Dampfmaschine die häufigste Anwendung findet, und welche somit den Dampfmaschinen-Techniker vorzugsweise interessieren.

Da die vorliegende Abhandlung in gleichem Maße Theoretisches und Practisches enthält, so erschien es passend, dieselbe dem III. Teile des Hilfsbuches einzuverleiben und den Heißdampfmaschinen anzuschließen, über welche hier desgleichen sowohl theoretisch als practisch abgehandelt ist.

Auch wird die Handhabung eines minder voluminösen Bandes bei den betreffenden verschiedenartigen Berechnungen wohl willkommen sein.

Diese Berechnungen betreffen vor allem die Ausmittlung der Windmengen, von welcher bei der Berechnung der Gebläsemaschinen notwendigerweise ausgegangen werden muß, um hieran naturgemäß anschließend erstlich die Gebläsedimensionen und was dazu gehört, — insbesondere den Betriebseffect und schließlich die Umtriebsmaschine — hier namentlich die Dampfmaschine — festzustellen.

Die vorliegende Abhandlung enthält zunächst im 1. Kapitel die theoretische Ableitung der einschlägigen Regeln, sodann im 2. Kapitel die theoretischen Resultate in entsprechend umfangreichen Tabellen und schließlich im 3. Kapitel die Anleitung zum Gebrauche dieser Tabellen für die Anwendung. Zwei erschöpfende Beispiele der Anwendung, ein Hochofen-Gebläse und ein Bessemer- oder Thomas-Gebläse betreffend, und auch auf die zugehörigen Antriebs-Dampfmaschinen (für Sattdampf und Heißdampf) sich erstreckend, bilden den Schluß der Abhandlung.

1. KAPITEL.

Theoretische Ableitung der Regeln.

§ 1.

Berechnung der Windmengen.

Die erste für ein Gebläse zu lösende Aufgabe ist die Bestimmung der Windmenge, welche aus der Windleitung in der Zeiteinheit durch eine einzelne Düse ausströmt.

Hierbei expandiert die gespannte Luft (der Wind) von der größeren Spannung in der Windleitung auf die kleinere Spannung im Ausblaseraume (an den Düsenmündungen) **ohne** Arbeitsvernichtung und hiermit ohne Temperaturänderung. Die Zustandsänderung geschieht somit nach dem einfachen Mariotteschen und keineswegs nach dem Poissonschen oder nach dem polytropischen Gesetze. Wegen der constanten Temperatur erfolgt ferner die Ausströmung durch die Düsenmündung nach dem Ausflußgesetze der Flüssigkeiten, wenn für die Höhe der Flüssigkeitssäule die Dichte derselben im Ausströmungszustande (an der Düsenmündung) in Betracht gezogen wird.

Bezeichnungen.

Es sei in kg pro m²:

P die absolute Pressung (einschl. des atmosph. Druckes) in der Windleitung;

P' die absolute Pressung (einschl. des atmosph. Druckes) im Ausblaseraume (an der Düsenmündung).

Es sei ferner in Meter:

h die manometrische Pressungshöhe (als Überdruck) in der Windleitung (nahe den Düsen);

h' die Pressungshöhe desgl. im Ausblaseraume;

b die jeweilige (locale) barometrische Höhe;

β der sog. normale Barometerstand ($\beta = 0{,}76$ m Quecks.);

d die lichte Weite der Düsenmündung.

Außerdem sei in kg pro m³:

γ das specifische Gewicht der manometrischen und barometrischen Flüssigkeit (für Quecksilber $\gamma = 13\,600$ kg pro m³);

δ' das specifische Gewicht des ausströmenden Windes (an der Düsenmündung).

Schließlich sei t die Windtemperatur in der Windleitung und zugleich jene in der Düsenmündung nach Celsius.

Vor allem hat man:

$$P = (b + h)\gamma$$
$$P' = (b + h')\gamma$$

Die der Pressung h' im Ausblaseraume äquivalente Höhe der Luftsäule von dem dortigen specifischen Gewichte δ' wäre

$$H' = (b + h')\frac{\gamma}{\delta'}$$

Die der Pressung h in der Windleitung äquivalente Höhe der Luftsäule von demselben specifischen Gewichte δ'

$$H = (b + h)\frac{\gamma}{\delta'}$$

Der Höhenunterschied dieser beiden Luft- als Flüssigkeitssäulen, d. i. das die Ausströmung bewirkende Gefälle

$$H - H' = (h - h')\frac{\gamma}{\delta'}$$

Nach dem Ausströmungsgesetze für Flüssigkeiten ist die Ausströmungsgeschwindigkeit

$$C = \sqrt{2g\,(H - H')} = \sqrt{2g\,(h - h')\frac{\gamma}{\delta'}} \quad . \; . \; . \; a)$$

Mit dem Ausfluß- (vornehmlich Contractions-) Coëfficienten μ ergibt sich die Ausflußmenge pro Minute in m³

$$M' = 60\,\mu\,d^2\,\frac{\pi}{4}\,C$$

bei dem jeweiligen specifischen Gewichte δ'.

Hieraus folgt die Windmenge von dem specifischen Gewichte δ_o, welches der atmosph. Luft bei dem sog. „normalen" Barometerstande $\beta = 0{,}76$ m Quecksilber und bei der Temperatur 0° nach Celsius eigen ist, und welches $\delta_o = 1{,}293$ kg pro m³ beträgt:

$$M_o = M'\,\frac{\delta'}{\delta_o} = 60\,\mu\,d^2\,\frac{\pi}{4}\,C\,\frac{\delta'}{\delta_o} \quad . \; . \; . \; b)$$

Für das specif. Gewicht δ' des ausströmenden Windes hat man nach dem combinierten Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetze, wenn $\alpha = 0{,}003665 = \frac{1}{273}$ den Ausdehnungs-Coëfficienten der Luft (von 0° auf 1° Cels.) bezeichnet

$$\delta' = \delta_o\,\frac{b + h'}{\beta\,(1 + \alpha\,t)} \quad . \; . \; . \; c)$$

Macht man die Beziehungen a) und c) in dem Ausdrucke b) geltend, so ergibt sich zunächst

$$M_o = 60\,\mu\,\frac{\pi}{4}\,\sqrt{\frac{2\,g\,\gamma}{\delta_o}}\,d^2\sqrt{h - h'}\,\sqrt{\frac{b + h'}{\beta\,(1 + \alpha\,t)}}$$

Mit den gangbaren numerischen Werten $\mu = 0{,}86$ (für conische Metalldüsen bei Hochöfen u. dgl.); $\pi = 3{,}1416$; $g = 9{,}81$ m; $\gamma = 13\,600$ kg pro m³ (für

Quecksilber als manometrische und barometrische Flüssigkeit); $\delta_o = 1{,}293$ kg pro m^3 . . . erhält man

$$M_o = 18405\, d^2 \sqrt{h - h'} \sqrt{\frac{b + h'}{\beta\,(1 + \alpha\, t)}} \quad . . . \text{ d)}$$

Dies ist die durch **eine** Düse von der Lichte d in einer Minute ausströmende in der längst üblichen Weise **auf den normalen Barometerstand** $\beta = 0{,}76$ m **und auf die Temperatur o reducierte Windmenge**, welche man kurzen Wortes als die „**reducierte Windmenge**" bezeichnet und bloß mit dem specifischen Gewichte

$$\delta_o = 1{,}293 \text{ kg pro m}^3$$

zu multiplicieren hat, um das in einer Minute aus einer Düse austretende Luftgewicht in kg zu erhalten (für chemische Berechnungen).

Für practisch hüttenmännische Zwecke ist lediglich M_o mittels der Formel d) durch Rechnung zu bestimmen, und es handelt sich nun darum, diese Berechnung dem Practiker tunlichst zu erleichtern.

Dies erzielen wir dadurch, daß wir für die genaue, aber etwas verwickelte Formel d) zunächst einen einfach annähernden Wert ermitteln, welcher sodann mittels eines Coëfficienten genau zu stellen sein wird.

Behufs dieser Vereinfachung nehmen wir vorübergehend die absolute Pressung im Ausblaseraume $b + h' = \beta$ und die Windtemperatur $t = 0$ an, dann ergibt sich aus d) (anstatt M_o) die **annähernde** Windmenge

$$M = 18405\, d^2 \sqrt{h - h'} \quad . . . . \text{ e)}$$

Die genaue „reducierte" Windmenge ist sodann

$$M_o = \sqrt{\frac{b + h'}{\beta\,(1 + \alpha\, t)}}\, M$$

Wir setzen einfach

$$\left.\begin{aligned} M_o &= f\, M \\ \text{wobei } f &= \sqrt{\frac{b + h'}{\beta\,(1 + \alpha\, t)}} \end{aligned}\right\} \quad . . . \text{ f)}$$

Es hat nun keinen Anstand, die Werte dieses Coëfficienten f für verschiedene Größen der absol. Pressung $b + h'$ und für verschiedene Windtemperaturen t rechnungsmäßig zu bestimmen und in einer Tabelle numerisch zusammenzustellen, was weiterfolgend auch hier geschehen wird.

Hingegen wollen wir von der bisher üblichen*) tabellarischen Behandlung von M nach e), nämlich von der Bestimmung der annähernden Windmenge M für die gangbaren Größen der Düsendurchmesser d und der Pressungsunterschiede $h - h'$ deshalb Umgang nehmen, weil diese gangbaren Größen (d und $h - h'$ in gleicher Weise) heutzutage innerhalb viel zu weiter Grenzen schwanken, sodaß eine numerische Tabelle über M allzuviel ausgedehnt sich gestalten würde, wenn sie (ohne mehrere Interpolationsrechnungen) dem Practiker leichten Dienst leisten sollte.

*) Gustav Schmidt, Jul. von Hauer.

Wir ziehen es deshalb vor, die obige Größe

$$M = 18405\, d^2 \sqrt{h - h'}$$

in zwei Factoren zu zerlegen, indem wir ansetzen:

$$\left.\begin{aligned} M &= AB \\ \text{wobei } A &= 18405\, d^2 \\ \text{und } B &= \sqrt{h - h'} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; \text{g)}$$

Hierzu können wir dem Practiker die Größe A für sehr zahlreiche Werte von d und die Größe B für sehr zahlreiche Werte von $h - h'$ in zwei kleinen Tabellen numerisch fertig angeben, sodaß jede Interpolation (es sei denn ausnahmsweise eine solche „nach dem Auge") vermieden wird. Hierbei kann der Berechnende zur vollständigsten Sicherheit erstlich A mit B, dann B mit A multiplicieren und wird kürzer und sicherer zu einem präcisen Resultate gelangen, als durch Handhabung einer weit und breit ausgedehnten Tabelle über die fertigen (jedoch umständlich zu interpolierenden) Werte von M*).

Nichtsdestoweniger wollen wir nicht unterlassen, den numerischen Angaben von A und B ein Tabellchen (auf derselben Druckseite) beizuschließen, welches die fertigen Werte von $M = AB$ für die verschiedensten Fälle enthält und eine klare Übersicht über den Verlauf dieser Werte bietet, hiermit aber auch zur Orientierung und (beiläufigen) Controle dienlich sein wird.

Alles bisher Angeführte gilt, sowie für die gewöhnlichen, in gleicher Weise auch für die Hochdruck- (Bessemer- und Thomas-) **Gebläse.** Ein rechnungsmäßiger Unterschied besteht nur in betreff des Ausfluß-Coëfficienten μ, welchen wir vorhergehends für conische Metalldüsen $= 0{,}86$ angenommen haben, während (desgl. nach J. von Hauer) für die rauheren Düsen (Fernen) der Bessemer- und Thomas-Öfen $\mu = 0{,}78$ anzunehmen ist, sodaß sich hier

$$A = 16694\, d^2 \text{ (anstatt des obigen } A = 18405\, d^2) \quad . \; . \; . \; \text{ad g)}$$

ergibt.

Es sind somit für die genannten Hochdruck-Gebläse die Werte von A besonders anzuführen; sie wären es aber auch ohnedem, da die diesfalls gangbaren Düsendurchmesser d gegen die sonstigen sehr klein sind. Aus einer ähnlichen Rücksicht müssen auch die Werte $B = \sqrt{h - h'}$ für die Bessemer- und Thomas-Gebläse besonders gerechnet und numerisch angegeben werden, weil die gangbaren Pressungsdifferenzen $h - h'$ diesmal viel größer sind, als bei den sonstigen Gebläsen und Öfen.

Somit werden die **beiden** Hauptgrößen unserer Berechnung, als welche die Factoren A und B zu bezeichnen sind, zweimal zu berechnen und für die Anwendung tabellarisch zusammenzustellen sein; ebenso werden die

*) Bevor man in solch einer umfangreichen Tabelle über die fertigen Werte von M erstlich die betreffende Stelle finden und sodann die notwendigen Interpolationen ausführen würde, verginge viel und viel mehr Zeit, als die nach obigem einzig notwendige einfach und sicher zum Ziele führende Multiplication beansprucht; dabei ersparen wir Berechnung und Herstellung sehr vieler mit numerischen Zahlen ausgefüllter Druckseiten.

daraus abgeleiteten Näherungswerte $M = AB$ (zur Übersicht und beiläufigen Controle) in zwei Tabellchen — einmal für die gewöhnlichen, das andere Mal für die Hochdruck-Gebläse — zu geben sein.

Für die Anwendung wird mit Heranziehung der numerischen Werte von A und B aus Tabelle I die annähernde Windmenge M mittels

$$M = A\,B$$

zu rechnen sein. Hieraus ergibt sich sodann die präcise, auf den normalen Barometerstand und auf die Temperatur 0° **reducierte** Windmenge

$$M_o = f\,M \quad \ldots \ldots 5h)$$

wobei der Coëfficient f (in Abhängigkeit von der absoluten Pressung $b + h'$ im Ausblaseraume und von der jeweiligen Windtemperatur t) für alle Gebläsearten aus einer einzigen entsprechend ausgedehnten Tabelle (II) numerisch zu entnehmen sein wird*).

Mit der rechnungsmäßigen, nach dem Vorhergehenden durch zwei schlichte Multiplicationen leicht auszuführenden Feststellung der reducierten Windmenge M_o ist die vorliegende Aufgabe für die eigentlich hüttenmännnischen Zwecke (einschließlich der betreffenden chemisch analytischen Berechnungen) als gelöst zu betrachten, denn man braucht, wie bereits gesagt, M_o nur mit dem specifischen Gewichte der normal atmosphärischen Luft

$$\delta_o = 1{,}293 \text{ kg pro m}^3$$

zu multiplicieren, um die aus **einer** Düse in einer **Minute** ausströmende Luftmenge dem Gewichte nach (in kg) zu erhalten.

---

*) Anstatt der obigen Beziehung $M_o = f M$ resultiert aus Jul. von Hauers Gebläse-Theorie $M_o = \lambda f M$, wobei der Factor λ von einer partiellen Anwendung des Poissonschen Gesetzes herrührt, durch einen ziemlich complicierten Ausdruck dargestellt wird und schließlich in allen Fällen der Anwendung von der Einheit nur wenig verschieden ist.

Nach unserer obigen Anschauung ist bei der Ausströmung des Windes aus der Windleitung durch die Düsen wegen der constanten Temperatur für das Poissonsche Gesetz kein Raum, weshalb der Factor λ nicht bloß annähernd, sondern auch präciserweise $= 1$ zu setzen ist. Für die Anwendung ist dieser Umstand überhaupt irrelevant.

Die Werte des v. Hauerschen Factors λ gestalten sich (in Abhängigkeit von der Pressungsdifferenz $h - h'$ und von der absoluten Pressung $b + h'$ im Ausblaseraume) sehr annähernd wie folgt:

$b + h'$ in Met. Quecks.	$h - h'$ in Met. Quecksilber				
	0,1	0,5	1,0	1,5	2
0,6	0,99	0,97	(0,95)	(0,92)	(0,90)
0,8	1,00	0,98	0,96	(0,94)	(0,92)
1,0	1,00	0,98	0,97	(0,95)	(0,94)
1,3	1,00	0,99	0,98	0,96	0,95
1,6	1,00	0,99	0,98	0,97	0,06

Die eingeklammerten Werte kommen in der Anwendung nicht zur Geltung, sodaß der Factor λ bei den Hochdruck-Gebläsen höchstens um 5%, bei den sonstigen Gebläsen aber kaum um 2% von der Einheit verschieden ist; wir halten jedoch dafür, daß überhaupt $\lambda = 1$ ist.

Wenn man M_o mit der Anzahl der vorhandenen Düsen multipliciert, bezw. die Windmengen der einzelnen (möglicherweise auch verschieden großen) Düsen addiert, so ist $\Sigma(M_o)$ die gesamte „reducierte" Windmenge pro Minute, und es folgt die gesamte „reducierte" Windmenge pro Secunde

$$m_o = \frac{\Sigma(M_o)}{60} \quad . \ . \ . \ \text{ad h)}$$

Die weiter hier folgenden Betrachtungen gehen die Gebläsemaschinen an, wobei es sich erstlich um die Gebläsedimensionen, dann um den Gebläseeffect (als Betriebskraft) behufs schließlicher Ausmittlung der Antriebsmaschine handeln wird.

§ 2.

Bestimmung der Gebläsedimensionen.

Die Gebläsedimensionen werden aus der minutlich oder secundlich anzusaugenden Luftmenge von der Temperatur und Spannung des Saugraumes (im Gebläselocale oder aber im Nachbarraume, wenn für staubfreie Luft ein Saugrohr vorhanden ist) bestimmt.

Die für eine einzelne Düse in der Minute anzusaugende Luftmenge M_s von dem specifischen Gewichte (Dichte) δ_s muß dem Gewichte nach der „reducierten" Windmenge M_o gleich sein und somit der Bedingung entsprechen

$$M_s \delta_s = M_o \delta_o, \text{ d. i. } M_s = \frac{\delta_o}{\delta_s} M_o.$$

Hierin ist wie vorher $\delta_o = 1{,}293$ kg pro m³; bei der Temperatur t_s des Saugraumes und bei dem (lokalen) Barometerstande b hat man sodann nach dem combinierten Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetze

$$\frac{\delta_o}{\delta_s} = \frac{\beta}{b}(1 + \alpha t_s)$$

$$\text{somit } M_s = \frac{\delta_o}{\delta_s} M_o = \frac{\beta}{b}(1 + \alpha t_s) M_o$$

$$\left.\begin{array}{l}\text{Wir setzen } M_s = f_1 M_o \\ \text{wobei der Coëfficient } f_1 = \frac{\beta}{b}(1 + \alpha t_s)\end{array}\right\} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ \text{i)}$$

Dieser Coëfficient f_1 wird für verschiedene Größen der barometrischen Höhe b und der Temperatur t_s aus einer Tabelle (III) numerisch zu entnehmen sein, wonach durch eine einfache Multiplication M_s für eine Düse bestimmt wird.

Hieraus ergibt sich (durch Multiplication mit der Anzahl der Düsen) die summarische Saugluftmenge pro Minute $\Sigma(M_s)$, und sodann die summarische Saugluftmenge pro Secunde

$$m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60} \quad . \ . \ . \ \text{ad i)}$$

Dieser Saugluftmenge $\Sigma(M_s)$ pro Minute, bezw. m_s pro Secunde müssen die Dimensionen des Gebläses entsprechen. Der hierbei maßgebende (nunmehr zweite) Reductions-Coëfficient $f_1 = \frac{\beta}{b}(1 + \alpha t_s)$ ist in hiermit ersichtlicher Weise von dem jeweiligen Barometerstande und von der jeweiligen

Lufttemperatur t_s, welche eben im Saugraume herrscht, abhängig und (auf einem und demselben Orte) in bedeutendem Maße schwankend, namentlich im Sommer bedeutend größer als im Winter und bei niedrigem Barometerstand namhaft größer, als bei hohem Barometerstande.

Am größten gestaltet sich (für eine gewisse zu erzielende „reducierte" Windmenge M_0) der Coëfficient f_1 und hiermit auch M_s und m_s bei dem kleinsten Barometerstande und bei der höchsten Temperatur des Ortes, d. h. an schwülen Sommertagen; da müssen bestehende Gebläse am meisten ansaugen, d. h. ihre Kolben müssen am schnellsten laufen, um eine gewisse „reducierte" Windmenge M_0 und hiermit ein gewisses Luftgewicht dem Ofen zuzuführen. Herzustellende Gebläse müssen aber für den kleinsten Barometerstand und für die höchste Temperatur des Ortes gerechnet werden, damit sie auch bei diesen ungünstigsten Umständen das erforderliche Luftgewicht ohne namhafte Forcierung liefern. (Abnormitäten, welche nur ausnahmsweise selten in der Atmosphäre auftreten, brauchen allerdings nicht beachtet zu werden.)*)

Bezeichnet für ein Cylindergebläse

$\Sigma(O)$ die summarische wirksame Kolbenfläche und

c die mittlere Geschwindigkeit des Gebläsekolbens, so wäre behufs Berechnung der Gebläsedimensionen (oberflächlich) $\Sigma(O)\,c = \frac{\Sigma(M_s)}{60} = m_s$, d. h. der von den Gebläsekolben in der Secunde zurückgelegte Raum wäre der Saugluftmenge pro Secunde gleichzusetzen — wenn das Gebläse keinen schädlichen Raum besitzen würde und wenn jeder Gebläsecylinder bei jedem einzelnen Hube auf der Ansaugeseite mit atmosphärisch gespannter Luft ganz ausgefüllt würde.

Nun muß aber tatsächlich bei jedem Kolbenhube die in dem schädlichen Raume comprimierte Luft vorerst auf die atmosphärische Spannung, oder vielmehr (behufs Öffnens oder Offenbleibens der Saugventile) auf eine kleinere als die atmosphärische Spannung expandieren und der Gebläsekolben einen entsprechenden Weg unwirksam zurücklegen, bevor das Ansaugen beginnt. Aus diesem Grunde muß $\Sigma(O)\,c$ in einem entsprechenden Verhältnisse größer als m_s gemacht werden.

Wir bezeichnen das Verhältnis der in einer bestimmten Zeit wirklich angesaugten Luftmenge zu dem in derselben Zeit von den Gebläsekolben summarisch zurückgelegten Raume als den (wirksamen) „Saug-Coëfficienten" φ (< 1); hiernach ist pro Secunde

$$\frac{m_s}{\Sigma(O)\,c} = \varphi$$

Anstatt der obigen oberflächlichen Beziehung folgt hiermit zur Bestimmung der Gebläsedimensionen:

$$\left.\begin{aligned} \Sigma(O)\,c &= \frac{\Sigma(M_s)}{60\,\varphi} = \frac{m_s}{\varphi} \\ \text{d. h. } \Sigma(O) &= \frac{\Sigma(M_s)}{60\,\varphi\,c} = \frac{m_s}{\varphi\,c} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \text{k)}$$

*) Im Falle der etwaigen (aber noch zweifelhaften) Einführung der neulich in Diskussion getretenen Wind-Trockner würde die Berücksichtigung der localen Maximaltemperatur t_s selbstverständlich wegfallen.

Hiernach kann für die nach dem Vorhergehenden ausgemittelte Saugluftmenge $\Sigma(M_s)$ pro Minute oder m_s pro Secunde die summarische, in der Regel auf zwei Gebläsecylinder zu verteilende, wirksame Kolbenfläche $\Sigma(O)$ berechnet werden, wenn man erstlich über die Größe des Saugcoëfficienten φ im reinen ist, und eine entsprechende Größe der mittleren Kolbengeschwindigkeit c für das Gebläse in Aussicht nimmt.

Für den Saug-Coëfficienten ist nach dem bereits Gesagten die Expansion der in dem schädlichen Raume comprimierten Luft auf die atmosphärische (vielmehr noch etwas kleinere) Spannung maßgebend; bei dem (auf das Cylindervolumen bezogenen) schädlichen Raum m und bei der manometrischen Pressung h_2 der comprimierten Gebläseluft kann man in den gewöhnlichen Fällen selbsttätiger Saugventile mit hinreichender Verläßlichkeit setzen

$$\varphi = 1 - m\left(1 + 1{,}2\,\frac{h_2}{b}\right) \quad . \quad . \quad . \; 1)$$

und von der betreffenden nachfolgenden Tabelle (IV) der fertigen Werte von φ Gebrauch machen. Für gesteuerte Saugventile kann φ etwas größer angenommen werden, hingegen für schwergehende selbsttätige Ventile noch etwas kleiner ausfallen.

Bezüglich der anzunehmenden mittleren Gebläse-Kolbengeschwindigkeit c kann beiläufig bemerkt werden, daß die Niederdruckgebläse (etwa für Holzkohlen-Hochöfen) günstigerweise mit $c = 1$ bis höchstens $1{,}5$ m arbeiten, während bei den Gebläsen für große Koks-Hochöfen höchstens $c = 1{,}5$ bis 2 m anzunehmen ist, wenn nicht etwa besondere Umstände (z. B. bei den Gasgebläsen) eine größere Geschwindigkeit c erzwingen.

Bei den Hochdruck-Gebläsen (Bessemer und Thomas) ist wohl in der Regel $c = 2$ bis 3 m, ausnahmsweise (bei Forcierung oder bei den höchsten Pressungen) selbst auch bis 4 m.

Genauere Anhaltspunkte über die passend anzunehmende Kolbengeschwindigkeit c des Gebläses enthält eine der nachfolgenden Tabellen (Tab. V in der letzten Spalte).

Die hiermit festgesetzte summarische (wirksame) Gebläsekolbenfläche

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi\, c}$$

wird nun auf die einzelnen Gebläsecylinder entsprechend verteilt, in der Regel (für ein Zwillingsgebläse) halbiert und es ergibt sich die wirksame Kolbenfläche O eines Gebläsecylinders.

Auf Rechnung des Querschnittes o der Kolbenstange genügt in der Regel, wenn dieselbe (durch das Kolbengewicht) nicht auf Biegung beansprucht ist, reichlich ein Zuschlag von 1 %; andernfalls muß — namentlich bei hohler Kolbenstange — o von vorneher (mindestens beiläufig) bewertet werden, wonach die Gesamt-Kolbenfläche (innerer Querschnitt des Gebläsecylinders) für beiderseitige Kolbenstange

$$D^2\,\frac{\pi}{4} = O + o$$

folgt. Hiermit ist auch der Kolbendurchmesser D des Gebläses bestimmt.

Als passender Kolbenhub kann für Metermaß etwa

$$l = 0{,}5\,(1 + D) \text{ oder } 0{,}4\,(1 + D)$$

empfohlen werden, d. h.

für $D = 0{,}50$	$0{,}75$	$1{,}00$	$1{,}50$	$2{,}00$	$2{,}50$	$3{,}00$ Met.
$l = 0{,}75$	$0{,}88$	$1{,}00$	$1{,}25$	$1{,}50$	$1{,}75$	$2{,}00$ Met.
oder $l = 0{,}60$	$0{,}70$	$0{,}80$	$1{,}00$	$1{,}20$	$1{,}40$	$1{,}60$ Met.

In den gewöhnlichen Fällen des directen Antriebes des Gebläsekolbens durch den Dampfkolben müssen sowohl bezüglich der Kolbengeschwindigkeit c, als auch bezüglich des Hubes l die Verhältnisse der Dampfmaschine mitberücksichtigt werden. Jedenfalls ist schließlich die Umgangszahl des Gebläses pro Minute $n = \frac{30\,c}{l}$.

§ 3.

Lichte Weite der Windleitung und Pressungsverlust in derselben.

Einen weiteren Gegenstand der Berechnung bietet bei einem Gebläse die **Windleitung**, welche bei Vorhandensein von Winderhitzern einmal als „kalte“, das andere Mal als „warme“ Leitung in Betracht zu ziehen ist.

Außer den Dimensionen der Windleitung wird auch der Pressungsverlust des Gebläsewindes in der Leitung zwischen dem Gebläse und den Düsenständern (vermöge der zu überwindenden Bewegungswiderstände durch Reibungen und Richtungsbrechungen) zu berücksichtigen sein, dieses letztere jedoch erst dann, wenn es sich um den Gebläseeffect handeln wird.

Hier kümmern wir uns zunächst um die Hauptdimension der Windleitung, als welche der innere (lichte) Durchmesser D_1 derselben zu bezeichnen ist.

Bezeichnet (vorübergehend) $\Sigma(M_1)$ die minutliche und $m_1 = \frac{\Sigma(M_1)}{60}$ die secundliche Windmenge in dem Zustande, in welchem sie durch die Leitung strömt;

bezeichnet ferner

$O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$ den lichten Querschnitt der Windleitung und

U_1 die Windgeschwindigkeit (pro Secunde) in derselben, so hat man

$$\Sigma(M_1) = 60\, O_1\, U_1 \text{ oder auch } m_1 = O_1\, U_1 \quad . \; . \; . \; . \quad \text{m)}$$

Um die Größen $\Sigma(M_1)$ und m_1 durch die uns geläufigen „reducierten“ Windmengen $\Sigma(M_o)$ und m_o auszudrücken, beachten wir, daß (nach bereits früherer Bezeichnung) δ das specif. Gewicht des Windes in der Leitung ist, welchem nach Früherem die Pressung h (bei dem localen Barometerstande b) und die Temperatur t (einmal die kalte, das andere Mal die warme Windleitung betreffend) zukommt.

Man hat zunächst

$$\Sigma(M_1)\,\delta = \Sigma(M_o)\,\delta_o \text{ oder auch } m_1\,\delta = m_o\,\delta_o$$

$$\text{d. h. } \Sigma(M_1) = \Sigma(M_o)\,\frac{\delta_o}{\delta} \text{ oder auch } m_1 = m_o\,\frac{\delta_o}{\delta}$$

Nun ist nach dem Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetze

$$\frac{\delta}{\delta_o} = \frac{b + h}{\beta (1 + \alpha t)}$$

wobei $\delta_o = 1{,}293$ kg pro m^3 und $\beta = 0{,}76$ m Quecksilbersäule.

Hiermit folgt aus obiger Gleichung m):

$$\left. \begin{array}{l} O_1 \, U_1 = \dfrac{\Sigma (M_o)}{60} \dfrac{\delta_o}{\delta} \text{ oder auch } O_1 \, U_1 = m_o \dfrac{\delta_o}{\delta} \\ \text{wobei} \qquad \dfrac{\delta_o}{\delta} = \dfrac{\beta (1 + \alpha t)}{b + h} \end{array} \right\} \ldots \text{ ad m)}$$

Das Verhältnis $\frac{\delta_o}{\delta}$ ist sonach durch die absolute Pressung $b + h$ und die Windtemperatur t in der Leitung bestimmt, und erscheint für die vorkommenden Werte von $b + h$ nebst t in Tab. V numerisch angegeben, sodaß man behufs Ermittelung des Productes $O_1 \, U_1$ nach ad m) nur eine einfache Multiplication auszuführen hat*).

Aus dem hiermit festgestellten Producte $O_1 \, U_1$ ergibt sich durch Division mit der entsprechend anzunehmenden Windgeschwindigkeit U_1 der Querschnitt $O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$ und somit auch der lichte Durchmesser D_1 der Windleitung.

Die Windgeschwindigkeit U_1 in der Leitung wird in der Regel mit etwa 10 m (pro Secunde) bei den Niederdruck-Gebläsen und mit höchstens etwa 20 m (pro Secunde) bei den Hochdruck-Gebläsen angenommen. Hiernach passende Werte von U_1 sind in der vorletzten Spalte der Tab. V angesetzt. Für die warme Windleitung kann C_1 entsprechend größer angenommen werden, was wohl dem Ermessen überlassen werden muß.

Dies betrifft eine herzustellende Windleitung.

Für eine bestehende (oder bestehend gedachte) Windleitung kann man aus dem mittels ad m) festgestellten Producte $O_1 \, U_1$ die Windgeschwindigkeit U_1 ermitteln, indem man $O_1 \, U_1$ mit dem diesfalls bekannten O_1 dividiert.

Aus U_1 und aus der Länge L der Windleitung könnte man auf die Pressungsabnahme h_r (in Met. Quecksilber) in der Leitung (durch die Luftreibung) mittels der bekannten Formel schließen:

$$h_r = 0{,}000\,000\,117 \frac{L}{D} \, U_1^2$$

wenn die ganze Windleitung geradlinig-cylindrisch wäre. Es ergäbe sich hiernach dieser Pressungsverlust ungemein klein und nicht beachtenswert. In Wirklichkeit ist die Windleitung meist mehrfach gekrümmt und, wenn Winderhitzer vorhanden, unregelmäßig gestaltet, welchem Umstande theoretisch wohl nicht beizukommen ist.

*) Außer dem Verhältnisse $\frac{\delta_0}{\delta}$ (ad m) in Tab. V erscheint in der angeschlossenen Tab. ad V auch das ursprüngliche Verhältnis $\frac{\delta}{\delta_0} = \frac{b + h}{\beta (1 + \alpha t)}$ tabellarisch behandelt; dasselbe gibt (als Verhältnis der specifischen Gewichte) die Dichte des Gebläsewindes bei verschiedenen Pressungen und Temperaturen an; diese Dichte $\frac{\delta}{\delta_0}$ braucht man nur mit $\delta_0 = 1{,}293$ kg pro m^3 zu multiplicieren, um das specifische Gewicht δ des Gebläsewindes pro m^3 in kg zu erhalten.

Man wird sich also damit begnügen müssen, die Pressungsabnahme h_r empirisch zu schätzen; dieselbe ist bei entsprechend bemessenem Durchmesser D_1 der Windleitung durchaus nicht bedeutend und beträgt bei gemauerten Winderhitzern (Whitwell, Cowper) einige Centim. Quecksilber. Bei röhrenförmigen Winderhitzern ist h_r allerdings größer.

Ich möchte vorderhand als hinreichend bemessen, bei der Länge L der Windleitung in Met. annehmen (für h und h_r in Centim. Quecks.):

ohne Winderhitzer $h_r = 0{,}03\, h + \frac{L}{200}$

für gemauerte Winderhitzer $h_r = 0{,}08\, h + \frac{L}{200}$

„ röhrenförmige „ $h_r = 0{,}15\, h + \frac{L}{200}$

Bei verhältnismäßig enger Windleitung und sonstigen besonderen Umständen kann h_r allerdings auch noch größer sein. Es ist dann $\frac{L}{100}$ anstatt $\frac{L}{200}$ zu setzen, eventuell ein Zuschlag zu machen.

Abgesehen von den Hochdruck-Gebläsen wäre hiernach der Pressungsverlust (insbesondere bei Holzkohlen-Hochöfen) je nach Umständen ohne eine besondere Berechnung auf $1{,}5$ bis 4, bei den Koks-Hochöfen auf 4 bis 7 Centim. Quecks. zu schätzen, während sich bei den Hochdruck-Gebläsen (Bessemer- und Thomas-) nach der ersten Formel (für $h = 150$ bis 250 cm Quecks.) $h_r = 5$ bis höchstens 8 Centim. Quecksilber ergeben würde*).

Mit dem Pressungsverluste h_r ergibt sich aus der Pressung h an den Düsenständern (am Ende der Windleitung) die Pressung beim Gebläse (am Anfang der Windleitung)

$$h_2 = h + h_r$$

Auf die Pressung h_2 muß die atmosphärische Luft in dem Gebläse comprimiert und in die Windleitung geliefert werden. Die hierzu erforderliche Wirkung pro Sec. wird als Gebläseeffect bezeichnet.

Die Bestimmung desselben bildet den Gegenstand der nachfolgenden Betrachtung.

§ 4.

Gebläseeffect.

Ableitung der Formel für denselben.

Die Hauptrolle spielt hierbei die Compressionswirkung.

Um das anfängliche Luftvolumen V_1 von der Spannung (Druck pro Flächeneinheit) P_1 auf das (schließliche) Volumen V_2 von der Spannung P_2 zu comprimieren, muß eine Wirkung W_c als Compressionswirkung verwendet werden, welche (nach Hilfsbuch, Theoretischer Teil § 16 und 17) folgends auszudrücken ist:

*) Der Verfasser kann für diese Angaben allerdings nicht einstehen; dieselben sind zwar auf wirkliche Beobachtungsangaben gestützt, welche jedoch ziemlich stark differierten; im ganzen handelt es sich hierbei doch nur darum, den Pressungsverlust h_r hinreichend aber doch nicht übermäßig groß zu schätzen, um schließlich den Gebläseeffect und die Betriebskraft nicht zu unterschätzen. Deshalb sind die obigen Angaben über h_r (der Wirklichkeit gegenüber) zur Sicherheit überhaupt reichlich bemessen.

I. nach dem Mariotteschen Gesetze, also wenn bei der Verdichtung die Lufttemperatur als constant angenommen d. h. von der Temperaturerhöhung durch die Verdichtung (vorderhand) abgesehen wird:

$$W_c = P_1 V_1 \text{ logn. } \frac{P_2}{P_1} \quad . \quad . \quad . \quad 1 \text{ a)}$$

II. nach dem Poissonschen Gesetze, also wenn die Temperaturerhöhung bei der Luftverdichtung gehörigerweise berücksichtigt wird:

$$W_c = P_1 V_1 \frac{1}{\varkappa - 1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad . \quad 1 \text{ b)}$$

Diese letztere Wirkung W_c (nach Poisson) muß bei der Compression unumgänglich verrichtet werden; die hierbei erzeugte Wärme wird jedoch teilweise (durch Abkühlung) an die Umgebung des Gebläses abgegeben.

Wir ermitteln zunächst die ganze Gebläsearbeit bei einem einzelnen Hube des Gebläsekolbens, wobei das anfängliche Luftvolumen V_1 zugleich das Cylindervolumen darstellt.

Nach erfolgter Compression dieses Volumens V_1 auf das schließliche (kleinere) Volumen V_2 muß dieses letztere aus dem Gebläsecylinder in die Windleitung hinausgeschoben werden; dazu ist (bei constanter Spannung P_2) eine weitere Wirkung $P_2 V_2$ erforderlich.

Sonach ist die **vor** dem Kolben (auf der Compressionsseite) zu verrichtende Arbeit $W_c + P_2 V_2$.

Hinter dem Kolben wirkt während des ganzen Hubes der atmosphärische Druck mit der constanten Spannung P_1 und gibt an den Kolben eine Wirkung $P_1 V_1$ ab, welche der betreffenden Antriebsmaschine zugute kommt; es ist somit die bei einem einzelnen Hube an den Kolben vonseite der Antriebsmaschine abzugebende Gebläsearbeit unter allen Umständen:

$$A = W_c + P_2 V_2 - P_1 V_1 \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Hiernach bestimmen wir die Gebläsearbeit für einen einzelnen Hub des Gebläsekolbens und sodann den Gebläseeffect zunächst auf Grund des **Mariotte**schen Gesetzes. Das zu gewinnende Resultat wird einerseits dazu dienlich sein können, um den Gebläseeffect für solche Fälle zu bestimmen, in denen die Windpressung nur gering ist, also die Temperaturerhöhung durch die Verdichtung vernachlässigt werden kann; andererseits gelangen wir hierbei für den Gebläseeffect zu einem sehr einfachen **Näherungswerte**, welcher stets möglichst einfach und leicht zu bestimmen ist, und durch Multiplication mit einem (später anzusetzenden) numerischen Coëfficienten ψ zur sofortigen Berechnung des wirklichen Gebläseeffectes führen wird.

Nach dem **Mariotte**schen Gesetze ist nun zuvörderst

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

daher in obiger Hauptgleichung 2) die Differenz $P_2 V_2 - P_1 V_1 = 0$, woraus

$$A = W_c$$

folgt; d. h. nach dem Mariotteschen Gesetze besteht die Gebläsearbeit lediglich aus der Compressionswirkung (indem die zum Hinausschieben der comprimierten Luft erforderliche Wirkung $P_2 V_2$ gerade so groß ist, wie die seitens der Atmosphäre an den Gebläsekolben abgegebene Wirkung).

Gemäß 1a) ist somit diesfalls einfach

$$A = P_1\, V_1 \text{ logn. } \frac{P_2}{P_1} \quad . \; . \; . \quad 3)$$

Hierin ist V_1 das während eines Kolbenhubes (oder überhaupt während einer gewissen Zeit τ) zur Compression gelangende und somit auch anzusaugende Luftvolumen von atmosphärischer Spannung $P_1 = b\,\gamma$; ebenso ist A die während eines Kolbenhubes (oder überhaupt während derselben Zeit τ) zu leistende Gebläsearbeit.

Dividiert man in der letzten Gleichung 3) beiderseits mit der Zeit τ (bezw. mit der Dauer eines Kolbenhubes), so hat man

$$\frac{A}{\tau} = b\,\gamma \frac{V_1}{\tau} \text{ logn. } \frac{P_2}{P_1}$$

Wenn die Zeitdauer τ in Secunden ausgedrückt wird, so ist

$$\frac{A}{\tau} = E \text{ der Gebläseeffect}$$

und $\frac{V_1}{\tau} = m_s$ das pro Secunde anzusaugende Luftvolumen, wonach

$$E = b\,\gamma\, m_s \text{ logn. } \frac{P_2}{P_1}$$

Setzt man noch

$$P_1 = b\,\gamma \text{ und } P_2 = (b + h_2)\,\gamma$$

somit $\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{h_2}{b}$

so hat man für den Gebläseeffect E nach dem **Mariotte**schen Gesetze

$$E = m_s\, b\,\gamma \text{ logn. } (1 + \frac{h_2}{b}) \quad . \; . \; . \quad \text{ad } 3)$$

Nimmt man ein Gebläse von sehr kleiner Pressung h_2 in Betracht, wobei in bedeutendem Maße $\frac{h_2}{b} < 1$, so kann man nach dem Muster der bekannten, für $x < 1$ convergenten Reihe

$$\text{logn. } (1 + x) = x - \frac{1}{2}\, x^2 + \frac{1}{3}\, x^3 - \dots$$

$$\text{auch logn. } (1 + \frac{h_2}{b}) = \frac{h_2}{b} - \frac{1}{2}\left(\frac{h_2}{b}\right)^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{h_2}{b}\right)^3 - \dots$$

setzen, und zum Zwecke eines Näherungswertes nur das erste Glied der Reihe beibehalten, d. h.

$$\text{logn. } \frac{h_2}{b} \doteq \frac{h_2}{b}$$

annehmen. Hiermit folgt aus ad 3) der **Näherungswert des Gebläseeffectes** in mkg

$$\left.\begin{aligned} E_n &= m_s\, b\,\gamma \frac{h_2}{b} = m_s\, h_2\, \gamma \\ \text{und in Pfdk. } n_e &= \frac{E_n}{75} = \frac{m_s\, h_2\, \gamma}{75} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \quad 4)$$

Aus ad 3) und 4) folgt das **Verhältnis** des Gebläseeffectes E zu dem Näherungswerte E_n desselben nach **Mariotte**

$$\left.\begin{array}{l} \psi_M = \frac{E}{E_n} = \frac{b}{h_2} \text{ logn. } (1 + \frac{h_2}{b}) \\ \text{und sodann in mkg } E = \psi_M E_n = \psi_M m_s h_2 \gamma \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; 5)$$

Ebenso ist der Gebläseeffect in Pfdk. nach Mariotte:

$$\left.\begin{array}{l} N_e = \frac{E}{75} = \psi_M \frac{E_n}{75} = \psi_M \frac{m_s h_2 \gamma}{75} = \psi n_e \\ \text{hierbei ungeändert } \psi_M = \frac{b}{h_2} \text{ logn. } (1 + \frac{h_2}{b}) \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; \text{ad } 5)$$

Note: Der Näherungswert $E_n = m_s h_2 \gamma$ des Gebläseeffectes läßt sich auch durch eine sehr primitive Betrachtung (also ohne Anwendung einer unendlichen Reihe) entwickeln.

Bei sehr geringer Pressung ist der Kolbenweg des Gebläses während der Compression gegen den ganzen Kolbenhub nur unbedeutend, und man kann annehmen, daß der specifische Kolbenüberdruck $h_2 \gamma$ (kg pro m²) und ebenso der ganze Kolbenüberdruck $O h_2 \gamma$ während des ganzen Kolbenhubes, also fortwährend, auszuüben ist. Multipliciert man diesen zu überwindenden Druck mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit c, so erhält man den roh angenäherten Effect $E_n = O c h_2 \gamma$, wobei offenbar $O c = m_s$ ist, sodaß $E_n = m_s h_2 \gamma$ folgt.

Nach dem Mariotteschen Gesetze bestimmte man vor Zeiten den Gebläseeffect, indem man ein anderes Gesetz nicht kannte, bezw. indem man die mit der Compression stets verbundene Temperaturerhöhung nicht gewahr wurde. Die damals bei den Gebläsen üblich gewesenen Pressungen waren nämlich zu gering, um diese Wahrnehmung zu machen; und eben deshalb hat man auch keinen merklichen Fehler dadurch begangen, daß man für die Berechnung des Gebläseeffectes die Temperatur bei der Compression als constant ansah.

Heutzutage ist es allerdings unerläßlich, die Temperaturerhöhung bei der Compression gehörig zu berücksichtigen, und hiermit den Gebläseeffect nach dem Poissonschen Gesetze zu bestimmen, und zwar selbst dann, wenn etwa durch künstliche Kühlung die Lufttemperatur annähernd constant erhalten würde, denn in diesem Falle wird das Kühlmittel (Kühlwasser) erwärmt und unter allen Umständen wird die Umgebung des Gebläses miterwärmt.

Die zu dieser (willkürlichen und unwillkürlichen) Erwärmung erforderliche Wärmemenge muß aber in der Form einer äquivalenten Arbeitsmenge an den Gebläsekolben abgegeben werden, kurz gesagt, der **wirkliche Gebläseeffect** muß unter allen Umständen nach dem **Poisson**schen **Gesetze** bestimmt werden.

Hierbei bleibt zuvörderst die allgemeine unter 2) angeführte Beziehung für die Gebläsearbeit

$$A = W_c + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

aufrecht; dabei muß jedoch erstlich die Compressionswirkung W_c nach dem Poissonschen Gesetze berechnet werden, und außerdem hat nunmehr (weil

eben die Lufttemperatur n i c h t constant ist) die Differenz $P_2 V_2 - P_1 V_1$ einen von Null verschiedenen Wert, welcher desgleichen nach dem Poissonschen Gesetze bestimmt werden muß.

Gemäß obigem 1 b) ist die Compressionswirkung nach Poisson

$$W_c = P_1 V_1 \frac{1}{\varkappa - 1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\}$$

Für die Differenz $P_2 V_2 - P_1 V_1$ ist aber nach dem Poissonschen Gesetze (siehe Hilfsbuch, Theoretischer Teil § 13)

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\varkappa}}$$

$$\text{d. h.} \quad V_2 P_2 = V_1 P_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\varkappa} - 1} = V_1 P_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

Indem man beiderseits $V_1 P_1$ subtrahiert, erhält man

$$V_2 P_2 - V_1 P_1 = V_1 P_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\}$$

Für die Addition dieser Größe zu W_c (behufs Ermittlung von A) erblicken wir $V_1 P_1 \left\{ \quad \right\}$ als einen gemeinschaftlichen Factor, wonach

$$A = W_c + V_2 P_2 - V_1 P_1 = \left(\frac{1}{\varkappa - 1} + 1 \right) V_1 P_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\}$$

d. h. nach Poissons Gesetz ist die Gebläsearbeit

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} V_1 P_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Indem wir wieder anstatt der specifischen Drücke P_1 und P_2 die barometrischen und manometrischen Höhen einführen, d. h.

$$P_1 = b\gamma \quad \text{und} \quad P_2 = (b + h_2)\gamma$$

$$\text{somit} \qquad \frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{h_2}{b}$$

setzen, erhalten wir

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} V_1 b \gamma \left\{ \left(1 + \frac{h_2}{b}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right\}$$

als Gebläsearbeit für eine Zeitdauer τ, in welcher das Luftvolumen V_1 zur Compression gelangt und somit angesaugt wird.

Dividiert man beiderseits mit τ (in Secunden), so erscheint links $\frac{A}{\tau} = E$, d. i. der Gebläseeffect, und rechts $\frac{V_1}{\tau} = m_s$, d. i. für die pro Secunde angesaugte Luftmenge. Setzt man gleichzeitig (nach Poisson) $\varkappa = 1{,}41$, d. h. $\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 3{,}44$ und $\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{,}291$ ein, so ergibt sich der G e b l ä s e e f f e c t n a c h P o i s s o n s G e s e t z

$$E = 3{,}44\, m_s b \gamma \left\{ \left(1 + \frac{h_2}{b}\right)^{0{,}291} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Um die Berechnung von E nach diesem unbequemen Ausdrucke zu umgehen, greifen wir auch diesfalls zu dem unter 4) entwickelten Näherungswerte

$$E_n = m_s h_2 \gamma$$

indem wir für die Anwendung

$$E = \psi E_n = \psi m_s h_2 \gamma \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

setzen, wobei der Correctionscoëfficient, d. i. das Verhältnis des wirklichen Gebläseeffectes E zu dem Näherungswerte E_n desselben

$$\psi = \frac{E}{m_s h_2 \gamma} = 3{,}44 \frac{b}{h_2} \left\{ \left(1 + \frac{h_2}{b}\right)^{0{,}291} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad . \text{ ad } 8$$

Mittels $E = \psi m_s h_2 \gamma$ ergibt sich der Gebläseeffect in mkg. In Pfdk. hat man wie unter ad 5):

für den Näherungswert $n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$

für den wirklichen Wert des Gebläseeffectes

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \frac{E}{75} = \psi \frac{m_s h_2 \gamma}{75} = \psi n_e \\ \text{hierbei umgeändert } \psi &= 3{,}44 \frac{b}{h_2} \left\{ \left(1 + \frac{h_2}{b}\right)^{0{,}291} - 1 \right\} \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

In den nachfolgenden Tabellen ist zunächst für eine möglichste Vereinfachung der Berechnung des Näherungswertes $m_s h_2 \gamma$ vorgesorgt, und zwar wurde, da der Gebläseeffect schließlich doch immer in Pfdk. ausgedrückt wird, der Näherungswert

$$n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$$

in Betracht gezogen. Für eine mehr als hinreichende Zahl knapp nacheinander folgender Werte der manometrischen Pressungshöhe h_2 erscheint nämlich in Tabelle VI die Größe

$$\frac{n_e}{m_s} = \frac{h_2 \gamma}{75}$$

d. i. der Näherungswert des Gebläseeffectes pro 1 m³ Saugluft numerisch angegeben. Die betreffende numerische Zahl $\left(\frac{n_e}{m_s}\right)$ braucht man nur mit m_s zu multiplizieren, um den annähernden Gebläseeffect n_e in Pfdk. zu erhalten; es ist nämlich

$$n_e = \left(\frac{n_e}{m_s}\right) m_s$$

Ferner findet man in der benachbarten Tabelle ad VI für entsprechend ausgewählte Saugluftmengen m_s pro Secunde (neben ausgewählten verschiedenen Pressungshöhen h_2 in Met. Quecks.) die jeweilige Größe des annähernden Gebläseeffectes $n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$ in Pfdk. numerisch angegeben.

Diese, für Eingeweihte vielleicht überflüssige Tabelle ad VI bietet eine recht gute Übersicht der in der Anwendung vorkommenden Größen der

(annähernden) Gebläseeffecte, welche vielen nicht unwillkommen sein dürfte und auch vor etwaigen groben Rechnungsfehlern zu schützen bestimmt ist.

Den hiernach leicht und verläßlich zu eruierenden Näherungswert n_e braucht man nur mit ψ zu multiplicieren, um den wirklichen Gebläseeffect N_e in Pfdk. zu erhalten:

$$N_e = \psi\, n_e$$

Tabelle VII enthält die numerischen Werte von ψ für die verschiedensten relativen Pressungen $\frac{h_2}{b}$, welche als „locale Atmosphären, Überdruck" bezeichnet sind. Außer den Werten von ψ für die Anwendung (nach Poisson) sind auch die Werte ψ_M für constante Temperatur (nach Mariotte) angegeben. Diese letzteren Werte (ψ_M) werden zwar für die Anwendung nicht benötigt, können aber für gewisse Combination bezüglich der auf die Temperaturerhöhung entfallenden Effectanteile dienlich sein. In der angeschlossenen Tabelle VIII ist eine solche Combination durchgeführt. Aus dem Verhältnisse des Gebläseeffectes nach Poisson $\psi\, n_e$ zu jenem $\psi_M n_e$ nach Mariotte, also aus $\frac{\psi}{\psi_M}$ ist auf den Effectanteil zur Temperaturerhöhung (in Procenten von $\psi\, n_e$ bezw. von N_e) der Schluß gezogen. Bei den Hochdruck-Gebläsen beträgt dieser Anteil an 20% von N_e.

Schließlich erscheint in Tabelle VIII auch diese Temperaturerhöhung selbst für die dort in Betracht gezogenen Pressungen angegeben. Diese Angaben wurden folgends ausgemittelt.

Bei der Luftcompression in wärmedicht gedachten Gefäßen von der (anfänglichen) Spannung P_1 bei der absoluten Temperatur T_1 auf die (schließliche) Spannung P entsteht (nach Hilfsbuch, Theoretischer Teil § 13) eine (schließliche) absolute Temperatur

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

Nach unseren gegenwärtigen Bezeichnungen ist P_s anstatt P_1 und T_s anstatt T_1 (die Saugluft betreffend), sowie P_2 anstatt P und T_2 anstatt T (die comprimierte Luft beim Gebläse betreffend) zu setzen, d. h.

$$T_2 = T_s \left(\frac{P_2}{P_s}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

hierbei ist

$$T_s = t_s + 273$$
$$T_2 = t_2 + 273$$
$$P_s = b\,\gamma$$
$$P_2 = (b + h_2)\gamma$$
$$\frac{P_2}{P_s} = 1 + \frac{h_2}{b}$$
$$\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{,}912$$

daraus folgt

$$t_2 = (t_s + 273)\left(1 + \frac{h_2}{b}\right)^{0{,}291} - 273$$

Hiernach wurde für verschiedene relative Pressungen $\frac{h_2}{b}$ (localen Atmosphären, Überdruck) und für zwei Saugtemperaturen $t_s = 10°$ und $30°$ C zunächst die Schlußtemperatur t_2 berechnet und sodann die Temperaturerhöhung $t_2 - t_s$ in der Tabelle angesetzt.

Von dieser Temperaturerhöhung geht durch Abkühlung (Wärmeabgabe nach außen, eventuell auch an das Kühlwasser) ein ansehnlicher Anteil wieder verloren. Für die letzte Spalte der Tabelle VIII, welche die Überschrift trägt: „Beiläufig mittlere Temperatur am Ende der Windleitung" wurde angenommen, daß beiläufig die Hälfte der Temperaturerhöhung verloren geht.

Betriebskraft des Gebläses.

Die Betriebskraft, d. i. die Stärke (als Netto-Leistung N_n) der Umtriebsmaschine für ein Gebläse wird aus dem Gebläseeffecte N_e (in Pfdk.) bestimmt, indem man die passiven Widerstände des Gebläses, d. i. die Reibungen sowohl der Maschinenteile (Kolben, Stopfbüchsen, Geradführung) als auch der Gebläseluft in den Ventilen entsprechend schätzt, bezw. eine entsprechende Größe des Wirkungsgrades des Gebläses an sich in Rechnung nimmt (bezw. annimmt).

Tadellose große Gebläse können ohne weiters einen Wirkungsgrad $0{,}85$ bis $0{,}90$ und kleinere dergleichen Gebläse einen solchen von $0{,}80$ bis $0{,}85$ nachweisen. Demgemäß kann man mit hinreichender Sicherheit

für große Gebläse $N_n = 1{,}12$ bis $1{,}20\ N_e$
„ kleinere „ $N_n = 1{,}20$ „ $1{,}25\ N_e$

annehmen.

Im Falle einer etwaigen Transmission kann der Wirkungsgrad auf $0{,}75$ bis $0{,}70$ sinken, d. h. N_n auf $1{,}33$ bis $1{,}43\ N_e$ steigen.

Die Berechnung der Dampfmaschinen als der häufigsten Gebläse-Umtriebsmaschinen wollen wir in den später folgenden „Beispielen" (§ 8) erledigen.

2. KAPITEL.

Tabellen zur practischen Berechnung der Windmengen und der Gebläsemaschinen.

Diese Tabellen sind mit der zugehörig nachfolgenden Gebrauchsanweisung **für die Anwendung** auch an und für sich (ohne die vorangehende Theorie, bezw. ohne ein genaues Studium derselben) wohl verständlich.

---

§ 5.

Bezeichnungen für die Anwendung.

Pressungen (im allgemeinen als Quecksilbersäulenhöhen):

h manometrische Pressungshöhe (als Überdruck) am Ende der Windleitung (nahe den Düsen);

h' die Pressungshöhe desgl. im Ausblaseraume (an den Düsenmündungen);

b die jeweilige (locale) barometrische Höhe;

β der sog. normale Barometerstand ($\beta = 0{,}76$ m Quecksilber);

h_r der Pressungsverlust in der Windleitung (einschl. Winderhitzer);

h_2 manometr. Pressungshöhe am Anfang der Windleitung (beim Gebläse), also $h_2 = h + h_r$.

Andere Bezeichnungen:

d lichte Düsenweite (innerer Durchmesser der Düsenmündung);

t Windtemperatur nach Celsius in der Windleitung (vor und hinter dem Winderhitzer zu unterscheiden;

t_s Saugluft-Temperatur;

δ specifisches Gewicht der Luft von beliebiger Spannung und Temperatur;

δ_0 specifisches Gewicht der normalatmosphärischen Luft (bei dem normalen Barometerstande und bei 0° Temperatur; $\delta_0 = 1{,}298$ kg pro m³);

γ specifisches Gewicht der manometrischen Flüssigkeit; für Quecksilber $\gamma = 13\,600$ kg pro m³;

Windmengen (durchaus in cbm):

M annähernde (ideale) Windmenge für eine Düse, pro Min. in m³;

M_0 die zugehörige (auf die Temperatur 0 und auf den normalen Barometerstand) „reducierte" Windmenge für eine Düse pro Min. in m³ (vom specifischen Gewichte $\delta_0 = 1{,}298$ kg pro m³);

$\Sigma(M_0)$ die summarische reducierte Windmenge für alle Düsen pro Min. in m³ (für Z gleichen Düsen $\Sigma(M_0) = Z\,M_0$);

M_s die für eine Düse anzusaugende Luftmenge, „Saugluftmenge" (von der Temperatur und Spannung des Saugraumes) pro Min. in m³;

$\Sigma(M_s)$ desgl. für alle Düsen zusammen (bei Z gleichen Düsen $\Sigma(M_s) = Z\,M_s$);

$m_0 = \frac{\Sigma(M_0)}{60}$ die summarische „reducierte" Windmenge pro Sec. in m³;

$m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60}$ die summarische Saugluftmenge pro Sec. in m³;

$m_s h_2 \gamma$ Näherungswert des Gebläseeffectes in mkg;

$n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$ Näherungswert des Gebläseeffectes in Pfdk;

$N_e = \psi\, n_e$ wirklicher Gebläseeffect in Pfdk.

§ 6.

Tabellen für die Anwendung.

Übersicht der Tabellen.

Tab. I A. Werte von A für $M = A\,B$ } nebst Übersicht der Werte M.
Tab. I B. Werte von B für $M = A\,B$ }

Tab. II. Werte von f für $M_o = f\,M$ und $m_o = \frac{\Sigma(M_o)}{60}$.

Tab. III. Werte von f_1 für $M_s = f_1\,M_o$ und $m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60}$.

Tab. IV. Werte des Saug-Coëfficienten φ für die summarische (wirksame) Kolbenfläche $\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi\,c}$.

Tab. V. Werte von $\frac{\delta_o}{\delta}$ für $O_1\,U_1 = m_o\,\frac{\delta_o}{\delta}$ zur Berechnung des Querschnittes $O_1 = D_1^2\,\frac{\pi}{4}$ der Windleitung bei der Windgeschwindigkeit U_1 in derselben.

Tab. ad V. Werte von $\frac{\delta}{\delta_o}$ zur Bestimmung des specifischen Gewichtes des Windes $\delta = 1{,}293\,\frac{\delta}{\delta_o}$ in kg pro m³ bei beliebiger Pressung h und Temperatur t.

Tab. VI. Näherungswert $\frac{n_e}{m_s}$ des Gebläseeffectes in Pfdk. pro 1 m³ Saugluft in der Sec. zur Berechnung von $n_e = \left(\frac{n_e}{m_s}\right) m_s$ (siehe das sogleich folgende).

Tab. ad VI. Näherungswert n_e des Gebläseeffectes in Pfdk. für ausgewählte Größen von m_s u. zw. ist $n_e = \frac{m_s\,h_2\,\gamma}{75}$ (Übersicht).

Tab. VII. Werte von ψ zur Bestimmung des wirklichen Gebläseeffectes $E = \psi\,m_s\,h_2\,\gamma$ in mkg oder auch $N_e = \psi\,n_e$ in Pfdk.

Tab. VIII. Combinationen über die Temperaturerhöhung durch die Verdichtung und den hierauf entfallenden Effectanteil.

NOTE. Die auf S. 130 u. 131 durch Kleindruck, ferner auf S. 137 u. 139 durch runde Ziffern gekennzeichneten Tabellen sind nur nebenbei zur Übersicht, Controle od. dgl. aufgenommen und für die eigentliche Gebläseberechnung nicht notwendig.

Tabelle IA.

Werte von A für die annähernde Windmenge $M = A\,B$ (in m³ pro Min. für eine Düse).

d mm	A	d mm	A	d mm	A	d mm	A
20	7,36	40	29,45	70	90,18	120	265,0
20,5	7,73	40,5	30,19	71	92,78	122	273,9
21	8,12	41	30,94	72	95,41	124	282,9
21,5	8,51	41,5	31,70	73	98,03	126	292,1
22	8,91	42	32,46	74	100,8	128	301,4
22,5	9,32	42,5	33,24	75	103,5	130	310,9
23	9,74	43	34,02	76	106,3	132	320,6
23,5	10,16	43,5	34,82	77	109,1	134	330,4
24	10,60	44	35,63	78	112,0	136	340,3
24,5	11,05	44,5	36,45	79	114,9	138	350,4
25	11,50	45	37,27	80	117,8	140	360,7
25,5	11,97	45,5	38,10	81	120,8	142	371,1
26	12,44	46	38,94	82	123,8	144	381,6
26,5	12,93	46,5	39,79	83	126,8	146	392,3
27	13,42	47	40,65	84	129,9	148	403,1
27,5	13,92	47,5	41,52	85	133,0	150	414,0
28	14,43	48	42,40	86	136,1	152	425,1
28,5	14,95	48,5	43,29	87	139,3	154	436,4
29	15,48	49	44,19	88	142,5	156	447,8
29,5	16,02	49,5	45,10	89	145,8	158	459,4
30	16,56	50	46,01	90	149,1	160	471,1
30,5	17,12	51	47,87	91	152,4	162	483,1
31	17,69	52	49,76	92	155,8	164	495,1
31,5	18,27	53	51,69	93	159,2	166	507,2
32	18,85	54	53,66	94	162,6	168	519,4
32,5	19,44	55	55,67	95	166,1	170	531,9
33	20,04	56	57,72	96	169,6	172	544,6
33,5	20,65	57	59,79	97	173,2	174	557,3
34	21,27	58	61,91	98	176,8	176	570,1
34,5	21,90	59	64,07	99	180,4	178	583,2
35	22,54	60	66,26	100	184,0	180	596,3
35,5	23,19	61	68,48	102	191,4	182	609,9
36	23,85	62	70,74	104	199,0	184	623,5
36,5	24,52	63	73,04	106	206,7	186	637,2
37	25,19	64	75,39	108	214,6	188	650,8
37,5	25,88	65	77,76	110	222,6	190	664,4
38	26,57	66	80,17	112	230,8	192	678,8
38,5	27,28	67	82,62	114	239,1	194	693,1
39	27,99	68	85,10	116	247,6	196	707,5
39,5	28,72	69	87,62	118	256,2	198	721,8
40	29,45	70	90,18	120	265,0	200	736,2

Hochdruck-Gebläse

(Bessemer und Thomas).

d mm	A	d mm	A
8	1,068	13	2,821
8¼	1,136	13¼	2,931
8½	1,206	13½	3,042
8¾	1,278	13¾	3,156
9	1,352	14	3,272
9¼	1,428	14¼	3,390
9½	1,507	14½	3,510
9¾	1,587	14¾	3,632
10	1,669	15	3,756
10¼	1,754	15,5	4,01
10½	1,840	16	4,27
10¾	1,929	16,5	4,54
11	2,020	17	4,82
11¼	2,113	17,5	5,11
11½	2,208	18	5,41
11¾	2,305	18,5	5,71
12	2,404	19	6,03
12¼	2,505	19,5	6,35
12½	2,608	20	6,68
12¾	2,714		
13	2,821		

Note zu Tab. IB, die Pressung betreffend: Die Wassermanometerhöhe ist 13,6 mal so groß als $h - h'$ hier; 1 kg pro cm² entspricht einer Quecksilbersäule von 735,5 mm Höhe, und 1 Met. Quecksilbersäule macht 1,36 kg pro cm².

Note zu den unten angehängten Tabellchen der Windmengen M: Diese beiden Tabellchen (deren Ansätze teilweise aus von Hauers Tabelle entnommen und nicht ganz genau sind) haben lediglich eine Übersicht der Windmengen M zu bieten; genauer ist M stets mittels $M = A\,B$ zu rechnen.

Windmengen M für **gewöhnliche Gebläse.**

Übersicht und zur beiläufigen Controle.

d in mm =	20	25	30	40	50	60	70	80	100	121	142	160	180	200
Überdr. $h - h'$ mm Quecks.	Beiläuf. Windmenge M in m³ pro Min. für eine Düse													
12	0,82	1,28	1,85	3,28	5,13	7,39	10,1	13,1	20,5	30,1	41,4	52,1	65,3	80,6
20	1,06	1,66	2,39	4,24	6,63	9,54	13,0	17,0	26,5	38,8	53,4	67,2	84,2	104
30	1,30	2,03	2,92	5,19	8,11	11,7	15,9	20,8	22,5	47,5	65,4	82,4	103	127
40	1,50	2,34	3,37	6,00	9,37	13,5	18,4	24,0	37,5	54,9	75,6	95,1	119	147
60	1,84	2,87	4,13	7,34	11,5	16,5	22,5	29,4	45,9	67,2	92,6	117	146	180
80	2,12	3,31	4,77	8,48	13,3	19,1	26,0	33,9	53,0	77,6	107	135	169	208
100	2,37	3,70	5,33	9,48	14,8	21,3	29,0	37,9	59,3	86,8	119	150	186	233
150	2,90	4,54	6,53	11,6	18,1	26,1	35,6	46,5	72,6	106	146	184	231	285
200	3,35	5,24	7,54	13,4	21,0	30,2	41,1	53,6	83,8	123	169	213	267	329
250	3,74	5,86	8,43	15,0	23,4	33,7	45,9	60,0	93,7	137	189	238	298	368
300	4,07	6,36	9,16	16,2	25,4	36,7	49,7	65,1	102	149	205	260	326	403
350	4,35	6,80	9,80	17,4	27,2	39,2	53,3	69,6	109	159	220	279	353	435
400	4,66	7,27	10,5	18,6	29,1	41,9	57,0	74,5	116	170	235	298	377	466
450	4,94	7,71	11,1	19,8	30,8	44,4	60,5	79,0	123	181	249	316	400	494
500	5,20	8,13	11,7	20,8	32,5	40,9	63,8	83,3	130	191	262	333	422	521

Tabelle IB.

Werte von B für die annähernde Windmenge $M = A\,B$ (in m³ pro Min. für eine Düse).

$h-h'$ mm Quecks.	B	$h-h'$ mm Quecks.	B	$h-h'$ mm Quecks.	B	$h-h'$ mm Quecks.	B
5	0,0707	**40**	0,2000	**110**	0,3317	**250**	0,5000
5,5	0,0742	**41**	0,2025	**112**	0,3347	**260**	0,5099
6	0,0775	**42**	0,2049	**114**	0,3376	**270**	0,5196
6,5	0,0806	**43**	0,2074	**116**	0,3406	**280**	0,5292
7	0,0837	**44**	0,2098	**118**	0,3435	**290**	0,5385
7,5	0,0866	**45**	0,2121	**120**	0,3464	**300**	0,5477
8	0,0894	**46**	0,2145	**122**	0,3493	**310**	0,5568
8,5	0,0922	**47**	0,2168	**124**	0,3521	**320**	0,5657
9	0,0949	**48**	0,2191	**126**	0,3550	**330**	0,5745
9,5	0,0975	**49**	0,2214	**128**	0,3578	**340**	0,5831
10	0,1000	**50**	0,2236	**130**	0,3606	**350**	0,5916
11	0,1049	**52**	0,2280	**132**	0,3633	**360**	0,6000
12	0,1099	**54**	0,2324	**134**	0,3661	**370**	0,6083
13	0,1140	**56**	0,2366	**136**	0,3688	**380**	0,6164
14	0,1183	**58**	0,2408	**138**	0,3715	**390**	0,6245
15	0,1225	**60**	0,2449	**140**	0,3742	**400**	0,6325
16	0,1265	**62**	0,2490	**142**	0,3768	**410**	0,6403
17	0,1303	**64**	0,2530	**144**	0,3795	**420**	0,6481
18	0,1342	**66**	0,2569	**146**	0,3821	**430**	0,6557
19	0,1378	**68**	0,2608	**148**	0,3847	**440**	0,6633
20	0,1414	**70**	0,2646	**150**	0,3873	**450**	0,6708
21	0,1449	**72**	0,2683	**155**	0,3937	**460**	0,6782
22	0,1483	**74**	0,2720	**160**	0,4000	**470**	0,6855
23	0,1517	**76**	0,2757	**165**	0,4062	**480**	0,6928
24	0,1549	**78**	0,2793	**170**	0,4123	**490**	0,7000
25	0,1581	**80**	0,2828	**175**	0,4183	**500**	0,7071
26	0,1612	**82**	0,2864	**180**	0,4243	**510**	0,7141
27	0,1643	**84**	0,2898	**185**	0,4301	**520**	0,7211
28	0,1673	**86**	0,2933	**190**	0,4359	**530**	0,7280
29	0,1703	**88**	0,2966	**195**	0,4416	**540**	0,7348
30	0,1732	**90**	0,3000	**200**	0,4472	**550**	0,7416
31	0,1761	**92**	0,3033	**205**	0,4528	**560**	0,7483
32	0,1789	**94**	0,3066	**210**	0,4583	**570**	0,7550
33	0,1817	**96**	0,3098	**215**	0,4637	**580**	0,7616
34	0,1844	**98**	0,3130	**220**	0,4690	**590**	0,7681
35	0,1871	**100**	0,3162	**225**	0,4743	**600**	0,7746
36	0,1897	**102**	0,3194	**230**	0,4796	**610**	0,7810
37	0,1924	**104**	0,3225	**235**	0,4848	**620**	0,7874
38	0,1949	**106**	0,3256	**240**	0,4899	**630**	0,7937
39	0,1975	**108**	0,3286	**245**	0,4950	**640**	0,8000
40	0,2000	**110**	0,3317	**250**	0,5000	**650**	0,8062

Hochdruck-Gebläse
(Bessemer und Thomas).

Überdruck		B	Überdruck		B
$h-h'$ Meter Quecks.	kg pro cm²		$h-h'$ Meter Quecks.	kg pro cm²	
0,50	0,680	0,707	**1,20**	1,632	1,095
0,52	0,707	0,721	**1,22**	1,659	1,105
0,54	0,734	0,735	**1,24**	1,686	1,114
0,56	0,762	0,748	**1,26**	1,714	1,122
0,58	0,789	0,762	**1,28**	1,741	1,131
0,60	0,816	0,775	**1,30**	1,768	1,140
0,62	0,843	0,787	**1,32**	1,795	1,149
0,64	0,870	0,800	**1,34**	1,822	1,158
0,66	0,898	0,812	**1,36**	1,850	1,166
0,68	0,925	0,825	**1,38**	1,877	1,175
0,70	0,952	0,837	**1,40**	1,904	1,183
0,72	0,979	0,849	**1,42**	1,931	1,192
0,74	1,006	0,860	**1,44**	1,958	1,200
0,76	1,034	0,872	**1,46**	1,986	1,208
0,78	1,061	0,883	**1,48**	2,013	1,217
0,80	1,088	0,894	**1,50**	2,040	1,225
0,82	1,115	0,906	**1,52**	2,067	1,233
0,84	1,142	0,917	**1,54**	2,094	1,241
0,86	1,170	0,927	**1,56**	2,122	1,249
0,88	1,197	0,938	**1,58**	2,149	1,257
0,90	1,224	0,949	**1,60**	2,176	1,265
0,92	1,251	0,959	**1,62**	2,203	1,273
0,94	1,278	0,970	**1,64**	2,230	1,281
0,96	1,306	0,980	**1,66**	2,258	1,288
0,98	1,333	0,990	**1,68**	2,285	1,296
1,00	1,360	1,000	**1,70**	2,312	1,304
1,02	1,387	1,010	**1,75**	2,380	1,323
1,04	1,414	1,020	**1,80**	2,448	1,342
1,06	1,442	1,030	**1,85**	2,516	1,360
1,08	1,469	1,039	**1,90**	2,584	1,378
1,10	1,496	1,049	**1,95**	2,652	1,396
1,12	1,523	1,058	**2,00**	2,720	1,414
1,14	1,550	1,068	**2,05**	2,788	1,432
1,16	1,578	1,077	**2,10**	2,856	1,449
1,18	1,605	1,086	**2,15**	2,924	1,466
1,20	1,632	1,095	**2,20**	2,992	1,483

Windmengen M für **Hochdruck-Gebläse** (Bessemer, Thomas).

Übersicht und zur beiläufigen Controle.

d in mm =		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Überdruck		Beiläuf. Windmenge M in m³ pro Min. für eine Düse												
$h-h'$ m Quecks.	kg pro cm²													
0,50	0,68	0,76	0,96	1,19	1,45	1,73	2,03	2,36	2,71	3,09	3,48	3,91	4,35	4,82
0,60	0,82	0,83	1,05	1,30	1,59	1,90	2,23	2,59	2,97	3,38	3,82	4,28	4,77	5,28
0,70	0,95	0,89	1,13	1,41	1,72	2,05	2,41	2,80	3,21	3,65	4,12	4,62	5,15	5,71
0,80	1,09	0,95	1,21	1,50	1,84	2,19	2,57	2,99	3,43	3,90	4,41	4,94	5,50	6,10
0,90	1,22	1,01	1,28	1,59	1,95	2,33	2,73	3,17	3,64	4,14	4,67	5,24	5,84	6,47
1,0	1,36	1,07	1,35	1,68	2,06	2,45	2,88	3,34	3,83	4,36	4,93	5,52	6,15	6,82
1,1	1,50	1,12	1,42	1,76	2,16	2,57	3,02	3,50	4,02	4,58	5,17	5,79	6,45	7,15
1,2	1,63	1,17	1,48	1,84	2,25	2,69	3,15	3,66	4,20	4,78	5,40	6,05	6,74	7,47
1,3	1,77	1,22	1,54	1,92	2,34	2,80	3,28	3,72	4,37	4,97	5,62	6,30	7,02	7,77
1,4	1,90	1,26	1,60	1,99	2,43	2,90	3,40	3,86	4,54	5,16	5,83	6,53	7,28	8,07
1,5	2,04	1,31	1,66	2,06	2,52	3,00	3,52	4,09	4,70	5,34	6,03	6,75	7,54	8,35
1,6	2,18	1,35	1,71	2,13	2,60	3,10	3,64	4,23	4,85	5,52	6,23	6,99	7,78	8,62
1,7	2,31	1,39	1,76	2,20	2,68	3,20	3,75	4,36	5,00	5,69	6,42	7,20	8,02	8,89
1,8	2,45	1,43	1,82	2,26	2,76	3,29	3,86	4,48	5,14	5,85	6,61	7,41	8,26	9,15
1,9	2,58	1,47	1,86	2,32	2,81	3,35	3,93	4,55	5,23	5,94	6,72	7,53	8,40	9,30
2,0	2,72	1,51	1,91	2,36	2,86	3,40	3,99	4,63	5,31	6,04	6,82	7,65	8,52	9,44

Tabelle II.

Werte von f zur Bestimmung von $M_0 = f M$ und $m_0 = \frac{\Sigma (M_0)}{60}$

M_0 = die auf die Temperatur 0 und den normalen Barometerstand ($\beta = 0{,}76$ m Quecksilber) reducierte Windmenge vom Gewichte 1,293 kg pro m³.

M_0 in m³ pro Min. für eine Düse.

$b+h'$ Met. Quecks.	Windtemperatur t (am Ende der Windleitung) nach Celsius													
	0°	10°	20°	30°	40°	60°	80°	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°
0,60	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66
0,62	0,90	0,89	0,87	0,85	0,84	0,82	0,79	0,77	0,75	0,73	0,72	0,70	0,68	0,67
0,64	0,92	0,90	0,88	0,87	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	0,69	0,68
0,66	0,93	0,91	0,90	0,88	0,87	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,71	0,69
0,68	0,95	0,93	0,91	0,90	0,88	0,86	0,83	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73	0,72	0,70
0,70	0,96	0,94	0,93	0,91	0,90	0,87	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,73	0,71
0,72	0,97	0,96	0,94	0,92	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81	0,79	0,77	0,75	0,74	0,72
0,74	0,99	0,97	0,95	0,93	0,92	0,89	0,87	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73
0,76	1,00	0,98	0,96	0,95	0,93	0,90	0,88	0,85	0,83	0,81	0,79	0,77	0,76	0,74
0,78	1,01	0,99	0,98	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,77	0,75
0,80	1,03	1,01	0,99	0,97	0,96	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,81	0,80	0,78	0,76
0,82	1,04	1,02	1,00	0,98	0,97	0,94	0,91	0,89	0,87	0,85	0,82	0,81	0,79	0,77
0,84	1,05	1,03	1,01	1,00	0,98	0,95	0,92	0,90	0,88	0,86	0,83	0,82	0,80	0,78
0,86	1,06	1,04	1,02	1,01	0,99	0,96	0,93	0,91	0,89	0,87	0,84	0,83	0,81	0,79
0,88	1,08	1,05	1,04	1,02	1,00	0,97	0,94	0,92	0,90	0,88	0,85	0,84	0,82	0,80
0,90	1,09	1,07	1,05	1,03	1,01	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89	0,86	0,84	0,83	0,81
0,92	1,10	1,08	1,06	1,04	1,03	1,00	0,96	0,94	0,92	0,90	0,87	0,85	0,83	0,82
0,94	1,11	1,09	1,07	1,05	1,04	1,01	0,98	0,95	0,93	0,91	0,88	0,86	0,84	0,83
0,96	1,12	1,10	1,08	1,07	1,05	1,02	0,99	0,96	0,94	0,92	0,89	0,87	0,85	0,84
0,98	1,14	1,11	1,09	1,08	1,06	1,03	1,00	0,97	0,95	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85
1,00	1,15	1,12	1,11	1,09	1,07	1,04	1,01	0,98	0,96	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85
1,05	1,17	1,15	1,13	1,11	1,10	1,06	1,03	1,00	0,98	0,96	0,93	0,91	0,89	0,87
1,10	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,09	1,06	1,03	1,00	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89
1,15	1,23	1,20	1,18	1,16	1,15	1,11	1,08	1,05	1,02	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91
1,20	1,25	1,23	1,21	1,19	1,17	1,14	1,10	1,07	1,05	1,02	1,00	0,97	0,95	0,93
1,25	1,28	1,26	1,24	1,22	1,20	1,16	1,13	1,10	1,07	1,04	1,02	0,99	0,97	0,95
1,30	1,31	1,28	1,26	1,24	1,22	1,18	1,15	1,12	1,09	1,06	1,04	1,01	0,99	0,97
1,35	1,33	1,31	1,28	1,26	1,24	1,21	1,17	1,14	1,11.	1,08	1,06	1,03	1,01	0,99
1,40	1,36	1,33	1,31	1,29	1,27	1,23	1,19	1,16	1,13	1,10	1,08	1,05	1,03	1,01
1,45	1,38	1,36	1,33	1,31	1,29	1,25	1,21	1,18	1,15	1,12	1,10	1,07	1,05	1,03
1,50	1,40	1,38	1,36	1,33	1,31	1,27	1,23	1,20	1,17	1,14	1,12	1,09	1,07	1,05

Die Windtemperatur t kann, insofern kein Winderhitzer vorhanden, nach Tab. VIII (letzte Spalte) beurteilt werden.

$b + h'$ absolute Spannung (einschließlich des atmosphärischen Druckes b) im Ausblaseraume (an den Düsenmündungen) in Met. Quecksilber.

Der Überdruck h' im Ausblaseraume kann für Hochöfen (insoweit nicht anderweitig gegeben) bei der Ofenhöhe H in Met., wenn die Beschickung schütter (nicht mulmig) ist, angenommen werden mittels $h' = 0{,}2\, H + 0{,}1\, h$; hierbei h' und h in Centim. Quecksilber. Bei mulmiger Beschickung wäre h' um 50 bis 100 Procent größer zu nehmen. Bei den Bessemer- und Thomas-Gebläsen besteht h' aus

Fortsetzung der Tab. II.

Werte von f zur Bestimmung der „reducierten" Windmenge

$$M_o = f\,M \text{ und } m_o = \frac{\Sigma\,(M_o)}{60}$$

Windtemperatur t (am Ende der Windleitung) nach Celsius														$b+h'$
240°	260°	280°	300°	350°	400°	450°	500°	550°	600°	650°	700°	750°	800°	Met. Quecks.
0,65	0,64	0,62	0,61	0,59	0,57	0,54	0,53	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46	0,45	**0,60**
0,66	0,65	0,63	0,62	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	0,48	0,47	0,45	**0,62**
0,67	0,66	0,64	0,63	0,61	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,50	0,49	0,47	0,46	**0,64**
0,68	0,67	0,65	0,64	0,62	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52	0,51	0,49	0,48	0,47	**0,66**
0,69	0,68	0,66	0,65	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,50	0,49	0,48	**0,68**
0,70	0,69	0,67	0,66	0,64	0,61	0,59	0,57	0,55	0,54	0,52	0,51	0,49	0,48	**0,70**
0,71	0,70	0,68	0,67	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54	0,53	0,52	0,50	0,49	**0,72**
0,72	0,71	0,69	0,68	0,65	0,63	0,61	0,59	0,57	0,55	0,54	0,52	0,51	0,50	**0,74**
0,73	0,72	0,70	0,69	0,66	0,64	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,53	0,52	0,50	**0,76**
0,74	0,72	0,71	0,70	0,67	0,65	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55	0,54	0,52	0,51	**0,78**
0,75	0,73	0,72	0,71	0,68	0,65	0,63	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,53	0,52	**0,80**
0,76	0,74	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,54	0,52	**0,82**
0,76	0,75	0,74	0,72	0,70	0,67	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,56	0,54	0,53	**0,84**
0,77	0,76	0,75	0,73	0,70	0,68	0,65	0,63	0,61	0,59	0,58	0,56	0,55	0,54	**0,86**
0,78	0,77	0,76	0,74	0,71	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55	0,54	**0,88**
0,79	0,78	0,76	0,75	0,72	0,69	0,67	0,64	0,63	0,61	0,59	0,58	0,56	0,55	**0,90**
0,80	0,79	0,77	0,76	0,73	0,70	0,67	0,65	0,63	0,61	0,60	0,58	0,57	0,55	**0,92**
0,81	0,80	0,78	0,77	0,74	0,71	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,56	**0,94**
0,82	0,80	0,79	0,77	0,74	0,71	0,69	0,67	0,65	0,63	0,61	0,60	0,58	0,57	**0,96**
0,83	0,81	0,80	0,78	0,75	0,72	0,70	0,67	0,65	0,63	0,62	0,60	0,59	0,57	**0,98**
0,84	0,82	0,81	0,79	0,76	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,61	0,59	0,58	**1,00**
0,86	0,84	0,82	0,81	0,78	0,75	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,61	0,59	**1,05**
0,88	0,86	0,84	0,83	0,79	0,76	0,74	0,71	0,69	0,67	0,65	0,64	0,62	0,61	**1,10**
0,89	0,88	0,86	0,85	0,81	0,78	0,75	0,73	0,71	0,69	0,67	0,65	0,63	0,62	**1,15**
0,91	0,90	0,88	0,87	0,83	0,80	0,77	0,74	0,73	0,70	0,68	0,66	0,65	0,63	**1,20**
0,93	0,92	0,90	0,88	0,85	0,81	0,79	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,65	**1,25**
0,95	0,93	0,92	0,90	0,86	0,83	0,80	0,78	0,75	0,73	0,71	0,69	0,67	0,66	**1,30**
0,97	0,95	0,94	0,92	0,88	0,85	0,82	0,79	0,77	0,74	0,72	0,71	0,69	0,67	**1,35**
0,99	0,97	0,95	0,93	0,90	0,86	0,83	0,81	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	**1,40**
1,01	0,99	0,97	0,95	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70	**1,45**
1,02	1,01	0,99	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,81	0,79	0,76	0,74	0,72	0,71	**1,50**

derjenigen Quecksilbersäulenhöhe 0,54 h'', welche der Höhe h'' der flüssigen Eisensäule (dem Gewichte nach) äquivalent ist, vermehrt um die in der Retorde über dem Eisenbade herrschende Pressungshöhe von mehreren Centim. Quecksilber*).

$$f = \sqrt{\frac{b+h'}{\beta\,(1+\alpha t)}};$$ **hiernach wurde die Tabelle berechnet.**

*) Bestimmtere Regel wäre diesfalls erwünscht und durch directe Messung mittels eines gebogenen Gasrohres mit Manometer zu gewinnen.

Tabelle III.

Werte von f_1 zur Bestimmung der Saugluftmenge $M_s = f_1 M_0$ pro Min. für eine Düse.

M_s Luftmenge von der (localen) Temperatur t_s und (atmosphärischen) Spannung des Saugraumes*). Sodann ist für alle Düsen pro Sec. $m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60}$

b Met. Quecks.	Temperatur t_s nach Celsius										
	−10°	−5°	0°	+5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
0,60	1,22	1,24	1,27	1,29	1,31	1,34	1,36	1,38	1,40	1,43	1,45
0,61	1,20	1,22	1,24	1,27	1,29	1,31	1,34	1,36	1,38	1,41	1,43
0,62	1,18	1,20	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	1,34	1,36	1,38	1,41
0,63	1,16	1,18	1,21	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	1,34	1,36	1,38
0,64	1,14	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	1,28	1,30	1,32	1,34	1,36
0,65	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	1,28	1,30	1,32	1,34
0,66	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,24	1,26	1,28	1,30	1,32
0,67	1,09	1,11	1,13	1,15	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30
0,68	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28
0,69	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26
0,70	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,24
0,71	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23
0,72	1,02	1,04	1,06	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21
0,73	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19
0,74	0,99	1,01	1,03	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18
0,75	0,97	0,99	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15	1,16
0,76	0,96	0,98	1	1,02	1,04	1,06	1,07	1,09	1,11	1,13	1,15
0,77	0,95	0,97	0,99	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,11	1,13
0,78	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,05	1,06	1,08	1,10	1,12

*) Die Spannung des Saugraumes wird durch den (localen) Barometerstand b in Met. Quecksilbersäule angegeben.

$f_1 = \frac{\beta}{b}(1 + \alpha\, t_s)$; hierbei $\beta = 0{,}76$ Met. Quecksilber („normaler" Barometerstand);

$\alpha = 0{,}003664 = \frac{1}{273}$ (Ausdehnungs-Coëfficient der atm. Luft).

Bei kleinem b und großem t_s (also an schwülen Sommertagen) ist f_1 und hiermit auch M_s für eine gewisse reducierte Windmenge M_0 (also für ein gewisses Luftgewicht) am größten, d. h. das Gebläse muß am schnellsten laufen. Aus Vorsicht ist demnach das kleinste b und das größte t_s des Ortes in Rechnung zu bringen (selbstverständlich abgesehen von Abnormitäten, welche sich sehr selten einstellen). Bei etwaiger Trocknung (Kühlung) des Saugwindes ist t_s max. gegenstandlos.

Tabelle IV.

Werte des Saug-Coëfficienten φ zur Bestimmung der summarischen (wirksamen) Kolbenfläche der Gebläsecylinder

$$\Sigma\,(O) = \frac{\Sigma\,(M_s)}{60\,\varphi\,c} = \frac{m_s}{\varphi\,c}$$

bei dem (relativen) schädlichen Raume m und bei der relativen Pressung $\frac{h_2}{b}$ im Gebläse; hierbei $h_2 = h + h_r$

Relat. Pressung $\frac{h_2}{b}$	Relative Größe m des schädlichen Raumes								
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
0,04	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90
0,06	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,90	0,89
0,08	0,98	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89
0,10	0,98	0,97	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89
0,15	0,98	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88
0,20	0,98	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,90	0,89	0,88
0,25	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88	0,87
0,30	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,88	0,86
0,4	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,90	0,88	0,87	0,85
0,5	0,97	0,95	0,94	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84
0,6	0,97	0,95	0,93	0,91	0,90	0,88	0,86	0,85	0,83
0,8	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80
1,0	0,96	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,82	0,80	0,78
1,2	0,95	0,93	0,90	0,88	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76
1,4	0,95	0,92	0,89	0,87	0,84	0,81	0,79	0,76	0,73
1,6	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,80	0,77	0,74	0,71
1,8	0,94	0,91	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72	0,68
2,0	0,93	0,90	0,86	0,83	0,80	0,76	0,73	0,69	0,66
2,2	0,93	0,89	0,85	0,82	0,78	0,75	0,71	0,67	0,64
2,4	0,92	0,88	0,84	0,81	0,77	0,73	0,69	0,65	0,61
2,6	0,92	0,88	0,84	0,79	0,75	0,71	0,67	0,63	0,59
2,8	0,91	0,87	0,83	0,78	0,74	0,69	0,65	0,61	0,56
3,0	0,91	0,86	0,82	0,77	0,72	0,68	0,63	0,59	0,54

$\Sigma\,(M_s)$ minutlich und $m_s = \frac{\Sigma\,(M_s)}{60}$ secundlich anzusaugende Luftmenge für alle Düsen. Der Saug-Coëfficient, d. i. das Verhältnis des bei einem einzelnen Kolbenhub wirklich angesaugten atmosphärischen Luftvolumens zu dem ganzen wirksamen Cylindervolumen $\varphi = 1 - m\,(1 + 1{,}2\,\frac{h_2}{b})$. Hiermit ist außer auf das Volumen der in dem schädlichen Raume comprimiert gewesenen Luft auch auf das verspätete Schließen der selbsttätigen Saugventile und auf die zu ihrem Offenhalten erforderliche Depression im Gebläsecylinder einige Rücksicht genommen. — In ungünstigen Fällen (bei schwer gehenden Ventilen u. dgl.) kann der behutsame Practiker die zweite Decimale um 4 bis 6 vermindern.

Tabelle V.

Werte von $\frac{\delta_0}{\delta}$ für $O_1 U_1 = \frac{\Sigma (M_0)}{60} \frac{\delta_0}{\delta}$ oder $O_1 U_1 = m_0 \frac{\delta_0}{\delta}$ zur **Berechnung des Querschnittes** $O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$ **der Windleitung** bei der Windgeschwindigkeit U_1 in derselben.

Pressung, absolut			Windtemperatur t in Graden nach Celsius																							U_1	$\frac{b+h}{\beta}$
$b+h$ Met. Quecks.	$\frac{b+h}{\beta}$ Atmos. (alt)	kg/cm² Atmos. (neu)	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	Met. circa	Atmos. etwa = c Met.
0,691	0,909	0,939	1,10	1,18	1,26	1,34	1,42	1,50	1,58	1,66	1,75	1,83	1,91	2,11	2,31	2,51	2,71	2,91	3,11	3,32	3,52	3,72	3,92	4,12	4,32	9,5	0,91
0,760	1,000	1,033	1,00	1,07	1,15	1,22	1,29	1,37	1,44	1,51	1,59	1,66	1,73	1,92	2,10	2,28	2,47	2,65	2,83	3,02	3,20	3,38	3,56	3,75	3,93	10,0	1,00
0,800	1,053	1,088	0,95	1,02	1,09	1,16	1,23	1,30	1,37	1,44	1,51	1,58	1,65	1,82	1,99	2,17	2,34	2,52	2,69	2,87	3,04	3,21	3,39	3,56	3,74	10,2	1,05
0,844	1,111	1,148	0,90	0,97	1,03	1,10	1,16	1,23	1,30	1,36	1,43	1,49	1,56	1,73	1,89	2,06	2,22	2,38	2,55	2,71	2,88	3,04	3,21	3,37	3,54	10,5	1,11
0,894	1,176	1,215	0,85	0,91	0,97	1,04	1,10	1,16	1,22	1,29	1,35	1,41	1,47	1,63	1,79	1,94	2,10	2,25	2,41	2,56	2,72	2,88	3,03	3,19	3,34	10,9	1,18
0,950	1,250	1,291	0,80	0,86	0,92	0,98	1,03	1,09	1,15	1,21	1,27	1,33	1,39	1,53	1,68	1,83	1,97	2,12	2,27	2,41	2,56	2,71	2,85	3,00	3,15	11,2	1,25
1,013	1,333	1,378	0,75	0,80	0,86	0,91	0,97	1,02	1,08	1,14	1,19	1,25	1,30	1,44	1,57	1,71	1,85	1,99	2,12	2,26	2,40	2,54	2,67	2,81	2,95	11,5	1,33
1,086	1,429	1,477	0,70	0,75	0,80	0,85	0,91	0,96	1,01	1,06	1,11	1,16	1,21	1,34	1,47	1,60	1,73	1,85	1,98	2,11	2,24	2,37	2,50	2,62	2,75	12,0	1,43
1,169	1,538	1,589	0,65	0,70	0,75	0,79	0,84	0,89	0,94	0,98	1,03	1,08	1,13	1,25	1,36	1,48	1,60	1,72	1,84	1,96	2,08	2,20	2,32	2,44	2,56	12,4	1,54
1,267	1,667	1,722	0,60	0,64	0,69	0,73	0,78	0,82	0,86	0,91	0,95	1,00	1,04	1,15	1,26	1,37	1,48	1,59	1,70	1,81	1,92	2,03	2,14	2,25	2,36	12,9	1,67
1,382	1,818	1,878	0,55	0,59	0,63	0,67	0,71	0,75	0,79	0,83	0,87	0,91	0,95	1,05	1,16	1,26	1,36	1,46	1,56	1,66	1,76	1,86	1,96	2,06	2,16	13,5	1,82
1,520	2,000	2,067	0,500	0,537	0,573	0,610	0,647	0,683	0,720	0,756	0,793	0,830	0,866	0,958	1,05	1,14	1,23	1,32	1,42	1,51	1,60	1,69	1,78	1,87	1,97	14,1	2,00
1,583	2,083	2,152	0,480	0,515	0,550	0,586	0,621	0,656	0,691	0,726	0,761	0,797	0,832	0,920	1,01	1,10	1,18	1,27	1,36	1,45	1,54	1,62	1,71	1,80	1,89	14,4	2,08
1,652	2,174	2,246	0,460	0,494	0,527	0,561	0,594	0,629	0,662	0,696	0,730	0,763	0,797	0,881	0,97	1,05	1,13	1,22	1,30	1,39	1,47	1,56	1,64	1,72	1,81	14,7	2,17
1,727	2,273	2,349	0,440	0,472	0,505	0,537	0,569	0,601	0,633	0,666	0,698	0,730	0,762	0,843	0,92	1,00	1,08	1,17	1,25	1,33	1,41	1,49	1,57	1,65	1,73	15,1	2,27
1,810	2,381	2,460	0,420	0,451	0,482	0,512	0,543	0,574	0,605	0,636	0,666	0,697	0,728	0,805	0,88	0,96	1,04	1,11	1,19	1,27	1,34	1,42	1,50	1,57	1,65	15,4	2,38
1,900	2,500	2,583	0,400	0,429	0,459	0,488	0,517	0,547	0,576	0,605	0,635	0,664	0,693	0,766	0,84	0,91	0,99	1,06	1,13	1,21	1,28	1,35	1,43	1,50	1,57	15,8	2,50
2,000	2,632	2,720	0,380	0,408	0,436	0,464	0,491	0,519	0,547	0,575	0,603	0,631	0,658	0,728	0,80	0,87	0,94	1,01	1,08	1,15	1,22	1,29	1,35	1,42	1,49	16,2	2,63
2,111	2,778	2,870	0,360	0,386	0,413	0,439	0,466	0,492	0,518	0,545	0,571	0,598	0,624	0,690	0,76	0,82	0,89	0,95	1,02	1,09	1,15	1,22	1,28	1,35	1,42	16,7	2,78
2,235	2,941	3,039	0,340	0,365	0,390	0,415	0,440	0,465	0,490	0,514	0,539	0,564	0,589	0,652	0,71	0,78	0,84	0,90	0,96	1,03	1,09	1,15	1,21	1,27	1,34	17,1	2,94
2,375	3,125	3,229	0,320	0,343	0,367	0,390	0,414	0,437	0,461	0,484	0,508	0,531	0,555	0,613	0,67	0,73	0,79	0,85	0,91	0,96	1,02	1,08	1,14	1,20	1,26	17,7	3,125
2,533	3,333	3,444	0,300	0,322	0,344	0,366	0,388	0,410	0,432	0,454	0,476	0,498	0,520	0,575	0,63	0,69	0,74	0,79	0,85	0,91	0,96	1,02	1,07	1,12	1,18	18,2	3,33
2,714	3,571	3,690	0,280	0,301	0,321	0,342	0,362	0,383	0,403	0,424	0,444	0,465	0,485	0,537	0,59	0,64	0,69	0,74	0,79	0,84	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	18,9	3,57
2,923	3,846	3,974	0,260	0,279	0,298	0,317	0,336	0,355	0,374	0,394	0,413	0,432	0,451	0,498	0,55	0,59	0,64	0,69	0,74	0,78	0,83	0,88	0,93	0,97	1,02	19,6	3,85
3,167	4,167	4,306	0,240	0,258	0,275	0,293	0,310	0,328	0,346	0,363	0,381	0,398	0,416	0,460	0,50	0,55	0,59	0,64	0,68	0,72	0,77	0,81	0,86	0,90	0,94	20,4	4,17

$\frac{\delta_0}{\delta} = \frac{\beta(1 + \alpha t)}{b + h}$ **Man hat die secundliche „reducierte" Windmenge** $\frac{\Sigma M_0}{60} = m_0$ **nur mit dem betreffenden tabellarischen Werte** $\frac{\delta_0}{\delta}$ **zu multiplicieren, um das Product** $O_1 U_1$ **zu erhalten. Die Windgeschwindigkeit** U_1 **in der Windleitung kann man nach der vorletzten Spalte (beiläufig) annehmen, und durch Division mit derselben ergibt sich der innere Querschnitt der Windleitung** $O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$, **woraus der lichte Durchmesser** D_1 **derselben folgt. Für die warme Windleitung kann** U_1 **etwas größer sein als für die kalte Leitung.**

Die letzte Spalte **kann als Anhaltspunkt für die Annahme einer passenden** Kolbengeschwindigkeit c des Gebläses benützt werden.

Tabelle ad V.

Werte von $\frac{\delta}{\delta_0} = \frac{b+h}{\beta(1+\alpha t)}$ zur **Bestimmung des specif. Gewichtes des Windes** $\delta = 1{,}293 \left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)$ in kg pro m³ bei beliebiger Pressung h und Temperatur t; hierbei $\delta_0 = 1{,}293$ kg pro m³ bei 0° Temperatur und $\beta = 0{,}76$ m Quecksilber.

Pressung, absolut			Windtemperatur t in Graden nach Celsius																							$\frac{b+h}{\beta}$
$b+h$ Met. Quecks.	$\frac{b+h}{\beta}$ Atmos. (alt)	kg/cm² Atmos. (neu)	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	Atmos. (alt)
0,608	0,8	0,827	0,800	0,745	0,698	0,656	0,619	0,585	0,556	0,529	0,504	0,482	0,462	0,418	0,381	0,350	0,324	0,302	0,282	0,265	0,250	0,237	0,224	0,213	0,204	0,8
0,684	0,9	0,930	0,900	0,839	0,785	0,738	0,696	0,659	0,625	0,595	0,567	0,542	0,519	0,470	0,429	0,394	0,365	0,340	0,318	0,298	0,281	0,266	0,252	0,240	0,229	0,9
0,760	1,0	1,033	1,000	0,932	0,872	0,820	0,773	0,732	0,695	0,661	0,630	0,603	0,577	0,522	0,476	0,438	0,406	0,376	0,353	0,332	0,313	0,296	0,281	0,267	0,254	1,0
0,836	1,1	1,137	1,100	1,025	0,959	0,902	0,851	0,805	0,764	0,727	0,693	0,663	0,635	0,574	0,524	0,482	0,446	0,415	0,388	0,365	0,344	0,325	0,309	0,293	0,280	1,1
0,912	1,2	1,240	1,200	1,118	1,047	0,984	0,928	0,878	0,833	0,793	0,756	0,723	0,692	0,626	0,572	0,526	0,487	0,453	0,424	0,398	0,375	0,355	0,337	0,320	0,305	1,2
0,988	1,3	1,343	1,300	1,211	1,134	1,066	1,005	0,951	0,903	0,859	0,820	0,788	0,750	0,678	0,619	0,570	0,527	0,491	0,459	0,431	0,406	0,384	0,365	0,347	0,331	1,3
1,064	1,4	1,447	1,400	1,304	1,221	1,148	1,083	1,025	0,972	0,925	0,883	0,844	0,808	0,731	0,667	0,613	0,568	0,529	0,494	0,464	0,438	0,414	0,393	0,374	0,356	1,4
1,140	1,5	1,550	1,500	1,398	1,308	1,230	1,160	1,098	1,042	0,991	0,946	0,904	0,866	0,783	0,714	0,657	0,608	0,566	0,530	0,497	0,469	0,444	0,421	0,400	0,382	1,5
1,216	1,6	1,653	1,600	1,491	1,395	1,312	1,237	1,171	1,111	1,057	1,009	0,964	0,923	0,835	0,762	0,701	0,649	0,604	0,565	0,531	0,500	0,473	0,449	0,427	0,407	1,6
1,292	1,7	1,757	1,700	1,584	1,483	1,394	1,314	1,244	1,181	1,124	1,072	1,024	0,981	0,887	0,810	0,745	0,689	0,642	0,600	0,564	0,531	0,503	0,477	0,454	0,433	1,7
1,368	1,8	1,860	1,800	1,677	1,570	1,476	1,392	1,317	1,250	1,190	1,135	1,085	1,039	0,940	0,857	0,789	0,730	0,680	0,636	0,597	0,563	0,532	0,505	0,480	0,458	1,8
1,444	1,9	1,963	1,900	1,770	1,657	1,558	1,469	1,391	1,320	1,256	1,198	1,145	1,096	0,992	0,905	0,832	0,770	0,717	0,671	0,630	0,594	0,562	0,533	0,507	0,483	1,9
1,520	2,0	2,067	2,000	1,863	1,744	1,639	1,547	1,464	1,389	1,322	1,261	1,205	1,154	1,044	0,953	0,876	0,811	0,755	0,706	0,663	0,625	0,591	0,561	0,534	0,509	2,0
1,672	2,2	2,273	2,200	2,050	2,919	1,803	1,701	1,610	1,528	1,454	1,387	1,326	1,269	1,148	1,048	0,964	0,892	0,831	0,777	0,730	0,688	0,651	0,617	0,587	0,560	2,2
1,824	2,4	2,480	2,400	2,236	2,093	1,967	1,856	1,756	1,667	1,586	1,513	1,446	1,385	1,253	1,143	1,051	0,973	0,906	0,847	0,796	0,750	0,710	0,673	0.640	0,611	2,4
1,976	2,6	2,687	2,600	2,422	2 267	2,131	2,011	1,903	1,806	1,718	1,639	1,567	1,500	1,357	1,238	1,139	1,054	0,982	0,918	0,862	0,813	0,769	0,729	0,694	0,661	2,6
2,128	2,8	2,893	2,800	2,609	2,442	2,295	2,165	2,049	1,945	1,851	1,765	1,687	1,616	1,461	1,334	1,227	1,135	1,057	0,989	0,928	0,875	0,828	0,785	0,747	0,712	2,8
2,280	3,0	3,100	3,000	2,796	2,616	2,459	2,320	2,195	2,084	1,983	1,891	1,808	1,731	1,566	1,429	1,314	1,217	1,133	1,059	0,995	0,938	0,887	0,842	0,800	0,763	3,0
2,432	3,2	3,307	3,200	2,982	2,791	2,623	2,475	2,342	2,222	2,115	2,017	1,928	1,846	1,670	1,524	1,402	1,298	1,208	1,130	1,061	1,000	0,946	0,898	0,854	0,814	3,2
2,584	3,4	3,513	3,400	3,168	2,965	2,787	2,629	2,488	2,361	2,247	2,143	2,049	1,962	1,775	1,619	1,489	1,379	1,284	1,200	1,127	1,063	1,005	0,954	0,907	0,865	3,4
2,736	3,6	3,720	3,600	3,355	3,139	2,951	2,784	2,634	2,500	2,379	2,270	2,169	2,077	1,879	1,715	1,577	1,460	1,359	1,271	1,194	1,125	1,065	1,010	0,960	0,916	3,6
2,888	3,8	3,927	3,800	3,541	3,314	3,115	2,939	2,781	2,639	2,512	2,396	2,290	2,193	1,983	1,810	1,665	1,541	1,435	1,342	1,260	1,188	1,124	1,066	1,014	0,967	3,8
3,040	4,0	4,133	4,000	3,727	3,488	3,279	3,093	2,927	2,778	2,644	2,522	2,410	2,308	2,088	1,905	1,752	1,622	1,510	1,412	1,326	1,250	1,183	1,122	1,067	1,018	4,0

Diese Tabelle gibt die Dichte des Windes bei verschiedener Pressung und Temperatur, bezogen auf „normal"-atmosphärische Luft, welche (bei normalem Barometer und $t = 0$) das specifische Gewicht $\delta_0 = 1{,}293$ kg pro m³ besitzt.

Man könnte auch mittels dieser Tabelle den Querschnitt O_1 der Windleitung ermitteln; man müßte jedoch die secundliche „reducierte" Windmenge m_0 mit der betreffenden tabellarischen Zahl dividieren, um das Product $O_1\,U_1$ zu erhalten; es ist nämlich $O_1\,U_1 = m_0 : \frac{\delta}{\delta_0}$. Um die Division durch die einfachere Multiplication zu ersetzen, wurde auch die linksseitige Reciproken-Tabelle entworfen.

Tabelle VI.

Näherungswert $\frac{n_e}{m_s}$ des Gebläseeffectes in Pfdk. pro 1 m³ Saugluft in der Secunde zur Berechnung von $n_e = \left(\frac{n_e}{m_s}\right) m_s$.*)

h_2 mm Quecks.	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.	h_2 mm Quecks.	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.	h_2 mm Quecks.	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.	h_2 mm Quecks.	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.	h_2 Met. Quecks.	kg pro cm²	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.	h_2 Met. Quecks.	kg pro cm²	$\frac{n_e}{m_s}$ Pfdk.
40	7,25	**75**	13,60	**150**	27,20	**325**	58,9	**0,60**	0,816	108,8	**1,10**	1,496	199,5
40,5	7,34	**76**	13,78	**152**	27,56	**330**	59,8	**0,61**	0,830	110,6	**1,12**	1,523	203,1
41	7,43	**77**	13,96	**154**	27,93	**335**	60,7	**0,62**	0,843	112,4	**1,14**	1,550	206,7
41,5	7,53	**78**	14,14	**156**	28,29	**340**	61,7	**0,63**	0,857	114,2	**1,16**	1,578	210,3
42	7,62	**79**	14,32	**158**	28,65	**345**	62,6	**0,64**	0,870	116,1	**1,18**	1,605	214,0
42,5	7,71	**80**	14,51	**160**	29,01	**350**	63,5	**0,65**	0,884	117,9	**1,20**	1,632	217,6
43	7,80	**81**	14,69	**162**	29,37	**355**	64,4	**0,66**	0,890	119,7	**1,22**	1,659	221,2
43,5	7,89	**82**	14,87	**164**	29,74	**360**	65,3	**0,67**	0,911	121,5	**1,24**	1,686	224,8
44	7,98	**83**	15,05	**166**	30,10	**365**	66,2	**0,68**	0,925	123,3	**1,26**	1,714	228,5
44,5	8,07	**84**	15,23	**168**	30,47	**370**	67,1	**0,69**	0,938	125,1	**1,28**	1,741	232,1
45	8,16	**85**	15,41	**170**	30,83	**375**	68,0	**0,70**	0,952	126,9	**1,30**	1,768	235,7
45,5	8,25	**86**	15,60	**172**	31,19	**380**	68,9	**0,71**	0,966	128,8	**1,32**	1,795	239,3
46	8,34	**87**	15,78	**174**	31,55	**385**	69,8	**0,72**	0,979	130,6	**1,34**	1,822	243,0
46,5	8,43	**88**	15,96	**176**	31,91	**390**	70,7	**0,73**	0,993	132,4	**1,36**	1,850	246,6
47	8,52	**89**	16,14	**178**	32,28	**395**	71,6	**0,74**	1,006	134,2	**1,38**	1,877	250,2
47,5	8,61	**90**	16,32	**180**	32,64	**400**	72,5	**0,75**	1,020	136,0	**1,40**	1,904	253,9
48	8,70	**91**	16,50	**182**	33,00	**405**	73,4	**0,76**	1,034	137,8	**1,42**	1,931	257,5
48,5	8,79	**92**	16,68	**184**	33,36	**410**	74,3	**0,77**	1,047	139,6	**1,44**	1,958	261,1
49	8,89	**93**	16,86	**186**	33,73	**415**	75,3	**0,78**	1,061	141,4	**1,46**	1,986	264,7
49,5	8,98	**94**	17,05	**188**	34,09	**420**	76,2	**0,79**	1,074	143,2	**1,48**	2,013	268,4
50	9,07	**95**	17,23	**190**	34,45	**425**	77,1	**0,80**	1,088	145,1	**1,50**	2,040	272,0
50,5	9,16	**96**	17,41	**192**	34,82	**430**	78,0	**0,81**	1,101	146,9	**1,52**	2,067	275,6
51	9,25	**97**	17,59	**194**	35,18	**435**	78,9	**0,82**	1,115	148,7	**1,54**	2,094	279,3
51,5	9,34	**98**	17,77	**196**	35,54	**440**	79,8	**0,83**	1,128	150,5	**1,56**	2,122	282,9
52	9,43	**99**	17,95	**198**	35,90	**445**	80,7	**0,84**	1,142	152,3	**1,58**	2,149	286,5
52,5	9,52	**100**	18,13	**200**	36,27	**450**	81,6	**0,85**	1,156	154,1	**1,60**	2,176	290,1
53	9,61	**102**	18,50	**205**	37,17	**455**	82,5	**0,86**	1,170	156,0	**1,62**	2,203	293,8
53,5	9,70	**104**	18,86	**210**	38,08	**460**	83,4	**0,87**	1,183	157,8	**1,64**	2,230	297,4
54	9,79	**106**	19,22	**215**	38,99	**465**	84,3	**0,88**	1,197	159,6	**1,66**	2,258	301,0
54,5	9,88	**108**	19,58	**220**	39,89	**470**	85,2	**0,89**	1,210	161,4	**1,68**	2,285	304,7
55	9,97	**110**	19,95	**225**	40,80	**475**	86,1	**0,90**	1,224	163,2	**1,70**	2,312	308,3
56	10,16	**112**	20,31	**230**	41,71	**480**	87,0	**0,91**	1,238	165,0	**1,72**	2,339	311,9
57	10,34	**114**	20,67	**235**	42,61	**485**	87,9	**0,92**	1,251	166,8	**1,74**	2,366	315,5
58	10,52	**116**	21,03	**240**	43,52	**490**	88,9	**0,93**	1,265	168,6	**1,76**	2,394	319,1
59	10,70	**118**	21,40	**245**	44,43	**495**	89,8	**0,94**	1,278	170,5	**1,78**	2,421	322,8
60	10,88	**120**	21,76	**250**	45,33	**500**	90,7	**0,95**	1,292	172,3	**1,80**	2,448	326,4
61	11,06	**122**	22,12	**255**	46,24	**505**	91,6	**0,96**	1,306	174,1	**1,82**	2,475	330,0
62	11,24	**124**	22,48	**260**	47,15	**510**	92,5	**0,97**	1,319	175,9	**1,84**	2,503	333,6
63	11,42	**126**	22,85	**265**	48,05	**515**	93,4	**0,98**	1,333	177,7	**1,86**	2,530	337,3
64	11,61	**128**	23,21	**270**	48,96	**520**	94,3	**0,99**	1,346	179,5	**1,88**	2,557	340,9
65	11,79	**130**	23,57	**275**	49,87	**525**	95,2	**1,00**	1,360	181,3	**1,90**	2,584	344,5
66	11,97	**132**	23,93	**280**	50,8	**530**	96,1	**1,02**	1,387	185,0	**1,92**	2,611	348,2
67	12,15	**134**	24,30	**285**	51,7	**535**	97,0	**1,04**	1,414	188,6	**1,94**	2,638	351,8
68	12,33	**136**	24,66	**290**	52,6	**540**	97,9	**1,06**	1,442	192,2	**1,96**	2,666	355,4
69	12,51	**138**	25,02	**295**	53,5	**545**	98,8	**1,08**	1,469	195,8	**1,98**	2,693	359,0
70	12,69	**140**	25,39	**300**	54,4	**550**	99,7	**1,10**	1,496	199,5	**2,00**	2,720	362,7
71	12,88	**142**	25,75	**305**	55,3	**560**	101,6	*) $n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$			**2,05**	2,788	371,7
72	13,06	**144**	26,11	**310**	56,2	**570**	103,4				**2,10**	2,856	380,8
73	13,24	**146**	26,47	**315**	57,1	**580**	105,2	$\frac{n_e}{m_s} = \frac{h_2 \gamma}{75} = 181,8\, h_2$			**2,15**	2,924	389,9
74	13,42	**148**	26,84	**320**	58,0	**590**	107,0				**2,20**	2,992	398,9
75	13,60	**150**	27,20	**325**	58,9	**600**	108,8	hiebei $m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60}$			**2,25**	3,060	408,0

Der Näherungswert des Gebläseeffectes in Pfdk. $n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$ ergibt sich für eine beliebige Pressung h_2 durch Multiplication des betr. tabellar. Ansatzes mit der secundlichen Saugluftmenge $m_s = \frac{\Sigma M_s}{60}$.

Die rechtsseitige Tab. ad. VI gibt die fertigen Werte von n_e für die verschiedensten (abgerundeten) Größen von h_2 und m_s zur Übersicht.

Aus dem Näherungswerte n_e erhält man den wirklichen Gebläseeffect N_e in Pfdk. durch Multiplication mit dem Corrections-Coëfficienten ψ aus Tab. VII d. h. $N_e = \psi n_e$.

Tabelle ad VI.

Näherungswert des Gebläseeffectes in Pfdk. $n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$ (Übersicht).

h_2 Met. Quecks.	Saugluftmenge m_s pro Secunde in Cub. Met.																	
	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	
0,040	7,25	8,70	10,2	11,6	13,1	14,5	18,1	21,8	25,4	29,0	32,6	36,3	43,5	50,8	58,0	65,3	72,5	
0,042	7,62	9,14	10,7	12,2	13,7	15,2	19,0	22,8	26,7	30,5	34,3	38,1	45,7	53,3	60,9	68,5	76,2	
0,044	7,98	9,57	11,2	12,8	14,4	16,0	19,9	23,9	27,9	31,9	35,9	39,9	47,9	55,9	63,8	71,8	79,8	
0,046	8,34	10,0	11,7	13,3	15,0	16,7	20,9	25,0	29,2	33,4	37,5	41,7	50,0	58,4	66,7	75,1	83,4	
0,048	8,70	10,4	12,2	13,9	15,7	17,4	21,8	26,1	30,5	34,8	39,2	43,5	52,2	60,9	69,6	78,3	87,0	
0,050	9,07	10,9	12,7	14,5	16,3	18,1	22,7	27,2	31,7	36,3	40,8	45,3	54,4	63,5	72,5	81,6	90,7	
0,055	9,97	12,0	14,0	16,0	18,0	19,9	24,9	29,9	34,9	39,9	44,9	49,9	59,8	69,8	79,8	89,8	99,7	
0,060	10,9	13,1	15,2	17,4	19,6	21,8	27,2	32,6	38,1	43,5	49,0	54,4	65,3	76,2	87,0	97,9	109	
0,065	11,8	14,1	16,5	18,9	21,2	23,6	29,5	35,4	41,3	47,1	53,0	58,9	70,7	82,5	94,3	106	118	
0,070	12,7	15,2	17,8	20,3	22,8	25,4	31,7	38,1	44,4	50,8	57,1	63,5	76,2	88,9	102	114	127	
0,075	13,6	16,3	19,0	21,8	24,5	27,2	34,0	40,8	47,6	54,4	61,2	68,0	81,6	95,2	109	122	136	
0,080	14,5	17,4	20,3	23,2	26,1	29,0	36,3	43,5	50,8	58,0	65,3	72,5	87,0	102	116	131	145	
0,085	15,4	18,5	21,6	24,7	27,7	30,8	38,5	46,2	53,9	61,7	69,4	77,1	92,5	108	123	139	154	
0,090	16,3	19,6	22,8	26,1	29,4	32,6	40,8	49,0	57,1	65,3	73,4	81,6	97,9	114	131	147	163	
0,095	17,2	20,7	24,1	27,6	31,0	34,5	43,1	51,7	60,3	68,9	77,5	86,1	103	121	138	155	172	
0,10	18,1	21,8	25,4	29,0	32,6	36,3	45,3	54,4	63,5	72,5	81,6	90,7	109	127	145	163	181	
0,11	19,9	23,9	27,9	31,9	35,9	39,9	49,9	59,8	69,8	79,8	89,8	99,7	120	140	160	180	199	
0,12	21,8	26,1	30,5	34,8	39,2	43,5	54,4	65,3	76,2	87,0	97,9	109	131	152	174	196	218	
0,13	23,6	28,3	33,0	37,7	42,4	47,1	58,9	70,7	82,5	94,3	106	118	141	165	189	212	236	
0,14	25,4	30,5	35,5	40,6	45,7	50,8	63,5	76,2	88,9	102	114	127	152	178	203	228	254	
0,15	27,2	32,6	38,1	43,5	49,0	54,4	68,0	81,6	95,2	109	122	136	163	190	218	245	272	
0,16	29,0	34,8	40,6	46,4	52,2	58,0	72,5	87,0	102	116	131	145	174	203	232	261	290	
0,17	30,8	37,0	43,2	49,3	55,5	61,7	77,1	92,5	108	123	139	154	185	216	247	277	308	
0,18	32,6	39,2	45,7	52,2	58,8	65,3	81,6	97,9	114	131	147	163	196	228	261	294	326	
0,19	34,5	41,3	48,2	55,1	62,0	68,9	86,1	103	121	138	155	172	207	241	276	310	345	
0,20	36,3	43,5	50,8	58,0	65,3	72,5	90,7	109	127	145	163	181	218	254	290	326	363	
0,22	39,9	47,9	55,9	63,8	71,8	79,8	99,7	120	140	160	180	199	239	279	319	359	399	
0,24	43,5	52,2	60,9	69,6	78,3	87,0	109	131	152	174	196	218	261	305	348	392	435	
0,26	47,1	56,6	66,0	75,4	84,9	94,3	118	141	165	189	212	236	283	330	377	424	471	
0,28	50,8	60,9	71,1	81,2	91,4	102	127	152	178	203	228	254	305	355	406	457	508	
0,30	54,4	65,3	76,2	87,0	97,9	109	136	163	190	218	245	272	326	381	435	490	544	
0,32	58,0	69,6	81,2	92,8	104	116	145	174	203	232	261	290	348	406	464	522	580	
0,34	61,7	74,0	86,3	98,6	111	123	154	185	216	247	277	308	370	432	493	555	617	
0,36	65,3	78,3	91,4	104	118	131	163	196	228	261	294	326	392	457	522	588	653	
0,38	68,9	82,7	96,5	110	124	138	172	207	241	276	310	345	413	482	551	620	689	
0,40	72,5	87,0	102	116	131	145	181	218	254	290	326	363	435	508	580	653	725	
0,42	76,2	91,4	107	122	137	152	190	228	267	305	343	381	457	533	609	685	762	
0,44	79,8	95,7	112	128	144	160	199	239	279	319	359	399	479	559	638	718	798	kg
0,46	83,4	100	117	133	150	167	209	250	292	334	375	417	500	584	667	751	834	pro
0,48	87,0	104	122	139	157	174	218	261	305	348	292	435	522	609	696	783	870	cm²
0,50	90,7	109	127	145	163	181	227	272	317	363	408	453	544	635	725	816	907	0,68
0,55	99,7	120	140	160	180	199	249	299	349	399	449	499	598	698	798	898	997	0,75
0,60	109	131	152	174	196	218	272	326	381	435	490	544	653	762	870	979	1088	0,82
0,65	118	141	165	189	212	236	295	354	413	471	530	589	707	825	943	1061	1179	0,88
0,70	127	152	178	203	228	254	317	381	444	508	571	635	762	889	1015	1142	1269	0,95
0,75	136	163	190	218	245	272	340	408	476	544	612	680	816	952	1088	1224	1360	1,02
0,80	145	174	203	232	261	290	363	435	508	580	653	725	870	1015	1161	1306	1451	1,09
0,85	154	185	216	247	277	308	385	462	539	617	694	771	925	1079	1233	1387	1541	1,16
0,90	163	196	228	261	294	326	408	490	571	653	734	816	979	1142	1306	1469	1632	1,23
0,95	172	207	241	276	310	345	431	517	603	689	775	861	1034	1206	1370	1550	1723	1,29
1,00	181	218	254	290	326	363	453	544	635	725	816	907	1088	1269	1451	1632	1813	1,36
1,10	199	239	279	319	359	399	499	598	698	798	898	997	1197	1396	1596	1795	1995	1,50
1,20	218	261	305	348	392	435	544	653	762	870	979	1088	1306	1523	1741	1958	2176	1,63
1,30	236	283	330	377	424	471	589	707	825	943	1061	1179	1414	1650	1886	2122	2357	1,77
1,40	254	305	355	406	457	508	635	762	889	1016	1142	1269	1523	1777	2031	2285	2538	1,90
1,50	272	326	381	435	490	544	680	816	952	1088	1224	1360	1632	1904	2176	2448	2720	2,04
1,60	290	348	406	464	522	580	725	870	1015	1161	1306	1451	1741	2031	2321	2611	2901	2,18
1,70	308	370	432	493	555	617	771	925	1079	1233	1387	1541	1850	2158	2466	2774	3083	2,31
1,80	326	392	457	522	588	653	816	979	1142	1306	1469	1632	1958	2285	2611	2938	3264	2,45
1,90	345	413	482	551	620	689	861	1034	1206	1378	1550	1723	2067	2412	2756	3101	3445	2,58
2,00	363	435	508	580	653	725	907	1088	1269	1451	1632	1813	2176	2539	2901	3264	3627	2,72

$m_s = \frac{\Sigma (M_s)}{60}$ Für $m_s < 1{,}0$ und $m_s > 10$ m³ nehme man das 10fache resp. 0,1fache m_s in Betracht und versetze den Decimalstrich.

Tabelle VII.

Werte von ψ zur Bestimmung des wirklichen Gebläseeffectes

$E = \psi m_s h_2 \gamma$ in mkg und $N_e = \psi n_e$ in Pfdk., welcher unter allen Umständen zu leisten ist. Verglichen mit ψ_M für const. Temperatur (nach Mariotte).

Relat. Pressung (locale Atmosph.) Überdr. $\frac{h_2}{b}$	ψ für die Anwendung (Poisson)	ψ_M für const. Temperatur (Mariotte)
0,04	0,989	0,980
0,05	984	975
0,06	980	970
0,07	976	966
0,08	972	962
0,09	969	958
0,10	0,966	0,953
0,11	963	949
0,12	960	944
0,13	957	940
0,14	954	935
0,15	0,951	0,931
0,16	948	927
0,17	946	923
0,18	943	920
0,19	941	916
0,20	0,938	0,912
0,22	932	904
0,24	926	897
0,25	923	893
0,26	920	889
0,28	915	882
0,30	0,909	0,875
0,32	904	868
0,34	900	861
0,35	897	857
0,35	0,897	0,857
0,36	895	854
0,38	890	847
0,40	0,885	0,841
0,42	880	835
0,44	875	829
0,45	873	825
0,46	871	822
0,48	866	816
0,50	0,861	0,810
0,55	851	796
0,60	840	782
0,65	830	770
0,70	821	758
0,75	0,811	0,746
0,80	802	735
0,85	793	724
0,90	785	713
0,95	777	703
1,00	0,769	0,693
1,05	761	684
1,10	754	674
1,15	746	665
1,20	739	656
1,25	732	648
1,25	0,732	0,648
1,30	726	640
1,35	719	632
1,40	713	625
1,45	707	618
1,50	0,701	0,611
1,55	695	604
1,60	689	597
1,65	684	591
1,70	678	584
1,75	0,673	0,578
1,80	667	572
1,85	663	566
1,90	658	560
1,95	653	555
2,0	0,648	0,549
2,1	639	538
2,2	630	528
2,3	621	519
2,4	612	510
2,5	0,605	0,501
2,6	598	492
2,7	590	484
2,8	583	477
2,9	576	470
3,0	570	462

Nach Poisson (für die Anwendung) $\psi = 3{,}44\,\frac{b}{h_2}\left\{\left(1+\frac{h_2}{b}\right)^{0{,}291}-1\right\}$

Nach Mariotte (für const. Temperatur) $\psi_M = \frac{b}{h_2}\,\text{lognat.}\left(1+\frac{h_2}{b}\right)$

Mit Rücksicht auf den theoretischen Charakter ist ψ (und ebenso ψ_M) auf drei geltende Stellen angesetzt, um etwaige Combinationen bezüglich der Temperaturerhöhung durch die Verdichtung und bezüglich des hierauf entfallenden Effectanteiles anstellen zu können. In der folgenden Tabelle sind dergleichen Combinationen teilweise durchgeführt.

Tabelle VIII

Combinationen über die Temperaturerhöhung durch die Verdichtung und den hierauf entfallenden **Effectsanteil.**

Relat. Pressung (locale Atmosph.) Überdr. $\frac{h_2}{b}$	Coëffic. ψ für die Anwendg. (Poisson)	Coëffic. ψ_M für const. Temper. t_s (Mariotte)	Effects-Verhältnis $\frac{\psi}{\psi_M}$	Effects-Anteil auf Temper.-Erhöhung Procent	Temperat.-Erhöhung durch d. Verdichtg. bei kühlem Saugraume $t_s \doteq 10°$ C.	Temperat.-Erhöhung durch d. Verdichtg. bei warmem Saugraume $t_s \doteq 30°$ C.	Beiläuf. mittlere Temper. am Ende der Windleitung
0,04	**0,99**	0,98	1,01	1 %	3° C.	3° C.	22° C.
0,06	**0,98**	0,97	1,01	1 „	5 „	5 „	23 „
0,08	**0,97**	0,96	1,01	1 „	6 „	7 „	23 „
0,10	**0,97**	0,95	1,01	1½ „	8 „	8 „	24 „
0,15	**0,95**	0,93	1,02	2 %	12° C.	12° C.	26° C.
0,20	**0,94**	0,91	1,03	3 „	15 „	16 „	28 „
0,25	**0,92**	0,89	1,03	3 „	19 „	20 „	30 „
0,30	**0,91**	0,87	1,04	4 „	22 „	23 „	32 „
0,35	**0,90**	0,86	1,05	5 „	25 „	27 „	33 „
0,4	**0,88**	0,84	1,05	5 %	29° C.	30° C.	35° C.
0,5	**0,86**	0,81	1,06	6 „	35 „	37 „	38 „
0,6	**0,84**	0,78	1,07	7 „	41 „	43 „	42 „
0,7	**0,82**	0,76	1,08	8 „	46 „	49 „	44 „
0,8	**0,80**	0,73	1,09	9 „	52 „	55 „	47 „
0,9	**0,78**	0,71	1,10	10 „	58 „	61 „	50 „
1,0	**0,77**	0,69	1,11	11 %	63° C.	67° C.	53° C.
1,1	**0,75**	0,67	1,12	12 „	68 „	72 „	55 „
1,2	**0,74**	0,66	1,13	13 „	72 „	77 „	58 „
1,3	**0,73**	0,64	1,14	14 „	77 „	82 „	60 „
1,4	**0,71**	0,62	1,15	15 „	82 „	87 „	63 „
1,6	**0,69**	0,60	1,16	16 %	91° C.	96° C.	68° C.
1,8	**0,67**	0,57	1,17	17 „	99 „	105 „	72 „
2,0	**0,65**	0,55	1,18	18 „	107 „	113 „	75 „
2,2	**0,63**	0,53	1,19	19 „	114 „	121 „	79 „
2,4	**0,61**	0,51	1,20	20 „	122 „	129 „	83 „
2,6	**0,60**	0,49	1,22	22 „	129 „	136 „	86 „
2,8	**0,58**	0,48	1,23	23 „	135 „	143 „	90 „
3,0	**0,57**	0,46	1,24	24 „	141 „	150 „	93 „

Die letzte Spalte kann zur beiläufigen Schätzung dienen, wenn kein Winderhitzer vorhanden ist. Dabei wurde angenommen, daß die aus der Verdichtung erwachsende Temperaturerhöhung durch die erfolgende Abkühlung (in Gebläse und Windleitung) zur Hälfte eingebüßt wird, und daß somit von dem zur Temperaturerhöhung verwendeten Effectsanteil die Hälfte verloren geht (bezw. zur Erwärmung der Umgebung verbraucht wird).

3. KAPITEL.

Anwendung der Regeln und Tabellen.

§ 7.

Gebrauchsanleitung für die Anwendung.

Bezeichnungen siehe S. 128 (vor den Tabellen).

Als gegeben sind zu betrachten:

Düsendurchmesser d nebst Anzahl der Düsen;

Pressung h in der Windleitung (an den Düsenständern);

Pressung h' im Ausblaseraume;*)

Windtemperatur t nahe den Düsen; wenn kein Winderhitzer vorhanden, kann t nach der letzten Spalte der Tabelle VIII beurteilt werden;

localer Barometerstand b (Quecksilber);

locale Temperatur t_s des Saugraumes.

Man entnehme aus Tabelle I A, zu d gehörig, den Wert von A und aus Tabelle I B, zu der Differenz $h - h'$ gehörig, den Wert von B und berechne die annähernde Windmenge für **eine** Düse

$$M = A\ B$$

Man entnehme aus Tabelle II zu $b + h'$ (absolute Pressung im Ausblaseraume) und zu der Windtemperatur t (an den Düsenständern) gehörig den Wert von f als (ersten) Reductions-Coëfficienten und berechne die „reducierte" Windmenge (pro Minute und **eine** Düse):

$$M_o = f\ M$$

sowie $\Sigma(M_o)$ pro Minute für **alle** Düsen und sodann die summarische secundliche Windmenge für sämtliche Düsen

$$m_o = \frac{\Sigma(M_o)}{60}$$

Die „reducierte" Windmenge $\Sigma(M_o)$ pro Minute bezw. m_o pro Secunde ist mit dem specifischen Gewichte der normal atmosphärischen Luft $\delta_o = 1{,}293$ kg pro m³ zu multiplicieren, um das pro Minute bezw. pro Secunde in den Ofen gelangende Luftgewicht in Kilogramm zu erhalten.

*) Die Pressung h' kann nach der Bemerkung unterhalb Tabelle II beurteilt werden.

Hiermit ist die eigentlich hüttenmännische Berechnung der Windmenge (ohne Rücksicht auf Gebläse und Windleitung) erledigt.

Unter Umständen ist (namentlich bei einer Änderung des Betriebes bezüglich der Windtemperatur oder aber bezüglich der Windmenge) die reducierte Windmenge M_o gegeben, und der Düsendurchmesser d ist zu bestimmen.

In solchem Falle bestimme man mittels Tabelle II zunächst $M = \frac{M_o}{f}$ und sodann mittels Tabelle IB den Factor $A = \frac{M}{B}$. Diesen Wert von A sucht man in Tabelle IA auf, und findet daneben den fraglichen Düsendurchmesser d.

Über das bisher Mitgeteilte mag ein vorläufiges Beispiel hier Platz finden.

Bei einem (alpinen) Holzkohlen-Hochofen wird mit 3 Düsen kalt geblasen. Es ist $d = 70$ mm, $h = 150$ mm, $h' = 40$ mm, also $h - h' = 110$ mm Quecks. Ferner sei $b = 680$ mm Quecks. und $t = 20°$ C. Welche „reducierte" Windmenge gelangt in den Ofen in der Minute?

Zu $d = 70$ mm ist nach Tabelle IA der Factor $A = 90{,}18$
„ $h - h' = 110$ mm „ „ „ IB „ „ $B = 0{,}3317$

daher ist annähernd $M = AB = 90{,}18 \times 0{,}3317 = 29{,}91$ m³.

Für $b + h' = 680 + 40 = 720$ mm $= 0{,}72$ m und $t = 20°$ gibt Tabelle II den Reductions-Coëfficienten $f = 0{,}94$, somit ist die reducierte Windmenge für eine Düse

$$M_o = fM = 0{,}94 \times 29{,}91 = 28{,}1 \text{ m}^3 \text{ pro Minute.}$$

Für 3 Düsen folgt

$$\Sigma(M_o) = 3 \times 28{,}1 = 84{,}3 \text{ m}^3$$

vom specifischen Gewichte $1{,}293$ kg pro m³.

Es gelangt daher in der Minute ein Luftgewicht von $84{,}3 \times 1{,}293 = 109$ kg in den Ofen.

Gesetzt nun, man wollte bei ungeändertem Gebläsebetriebe, d. h. bei ungeändertem h und $\Sigma(M_o)$ die Ofenproduction dadurch steigern, daß man den Gebläsewind auf 300° C erwärmen würde; dies wäre nur durch Einsetzen weiterer Düsen zu bewerkstelligen, deren Durchmesser sich folgends ergibt. Für eine Düse ist nach wie vor $M_o = 28{,}1$ m³; für (ungeändert) $b + h' = 720$ mm und (neu) $t = 300°$ C ist nach Tabelle II nunmehr $f = 0{,}67$, somit (aus $M_o = fM$) die annähernde Windmenge

$$M = \frac{M_o}{f} = \frac{28{,}1}{0{,}67} = 41{,}94;$$

in $M = AB$ bleibt $h - h'$ somit auch B ungeändert $= 0{,}3317$; es folgt $A = \frac{M}{B} = \frac{41{,}94}{0{,}3317} = 126{,}5$. Sucht man diesen Wert in der Spalte A der Tabelle IA, so findet man demselben am nächsten $A = 126{,}8$ und daneben $d = 83$ mm als lichten Durchmesser der neuen Düsen (anstatt des früheren $d = 70$ mm).

Zur Ausmittlung der Gebläsedimensionen ist zunächst die für **eine** Düse pro Minute anzusaugende Luftmenge (Saugluftmenge)

$$M_s = f_1 M_o$$

wobei der (zweite) Reductions-Coëfficient f_1 — zu der (localen) Temperatur t_s des Saugraumes und zu dem (localen) Barometerstande b gehörig — aus

Tabelle III zu entnehmen ist. (Man beachte die Bemerkung unterhalb dieser Tabelle.)

Sodann ist für **alle** Düsen die Saugluftmenge pro Secunde

$$m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60}.$$

Es folgt die summarische wirksame Kolbenfläche der Gebläsecylinder

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi c}$$

wobei der Saug-Coëfficient φ (je nach der Größe m des schädlichen Raumes und der relativen Pressung $\frac{h_2}{b}$ *) aus Tabelle IV zu entnehmen, und die Gebläsekolbengeschwindigkeit c entsprechend anzunehmen ist. (Wenn nicht anderweitig vorgeschrieben, so kann c nach der letzten Spalte der Tabelle V beiläufig bemessen werden.)

Die hiermit festgesetzte summarische (wirksame) Kolbenfläche $\Sigma(O)$ wird nur auf die einzelnen Gebläsecylinder entsprechend verteilt usw., siehe S. 116 (unten) und 117 die Bestimmung von D, l und n.

Der Durchmesser D_1 der Windleitung wird mittels Tabelle V leicht bestimmt, wie folgt:

Wenn $O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$ der innere Querschnitt der Windleitung und U_1 die Windgeschwindigkeit (pro Secunde) in derselben ist, so hat man zunächst

$$O_1 U_1 = m_o \frac{\delta_o}{\delta}$$

wobei der Wert von $\frac{\delta_o}{\delta}$ (zu der jeweiligen Pressung und Windtemperatur in der Leitung gehörig) aus der Tabelle V numerisch zu entnehmen ist.**)

Aus dem hiermit bekannten Producte $O_1 U_1$ ergibt sich O_1 und sodann (mittels einer Kreisflächentabelle) D_1 nach entsprechend angenommener Windgeschwindigkeit U_1, welche nach der vorletzten Spalte der Tabelle V zu beurteilen ist. Bei vorhandenem Winderhitzer ist D_1 einmal für die „kalte", das anderemal für die „warme" Leitung zu ermitteln; für die letztere kann U_1 größer angenommen werden.

---

*) Hierbei ist die Pressung h_2 beim Gebläse entsprechend größer als h (am Ende der Windleitung) anzunehmen. Man kann gleich hier $h_2 = h + h_r$ annehmen, wobei der Pressungsverlust h_r in der Windleitung nach der nächsten hier folgenden Regel (bei Besprechung der Windleitung) beurteilt werden kann (siehe Fußnote S. 145).

**) Das Verhältnis $\frac{\delta_o}{\delta}$ ist der reciproke Wert der Dichte des Windes; diese Dichte (als Verhältnis der specifischen Gewichte) $\frac{\delta}{\delta_o}$ ist aus Tabelle ad V unmittelbar zu entnehmen, wonach sich das specifische Gewicht des Windes $\delta = 1{,}293 \left(\frac{\delta}{\delta_o}\right)$ in kg pro m³ bei beliebiger Pressung und Temperatur ergibt, wenn man es eben wissen wollte (hier brauchen wir es nicht).

Die „kalte" Windleitung soll man (etwa nach Tabelle V) reichlich bemessen, weil sie zugleich als Windregulator fungiert, und die „warme" Windleitung soll man nicht etwa (durch eine allzugroße Steigerung von U_1) gar zu knapp bemessen, weil sie meist nur kurz ist, wenn auch ihre Umhüllung bei großem Durchmesser Umstände verursacht.

Der Pressungsverlust h_r in der Windleitung ist bei halbwegs reichlicher Bemessung derselben verhältnismäßig nicht bedeutend und wird vornehmlich nur deshalb etwas größer angenommen, um den Gebläseeffect und hiernach die Betriebskraft des Gebläses nicht zu unterschätzen.

Es genügt, im Falle zu einem größeren Pressungsverlust kein besonderer Anlaß vorhanden ist, beiläufig anzunehmen.*)

für Niederdruckgebläse { ohne Winderhitzer $h_r = 1{,}5$ cm Quecks.
mit „ $h_r = 2{,}5$ bis $3{,}5$ cm Quecks.

für Kokshochöfen mit gemauertem Winderhitzer $h_r = 4$ cm Quecks.

„ „ „ röhrenförm. „ $h_r = 7$ cm „

„ Hochdruckgebläse (ohne Winderhitzer) $h_r = 5$ bis 8 cm Quecks.

Sodann ist die Windpressung bei dem Gebläse (und in demselben)

$$h_2 = h + h_r$$

Diese Pressung ist für die Berechnung des Gebläseeffectes und der Betriebskraft des Gebläses ins Auge zu fassen.

Der **Gebläseeffect**, d. h. die Gebläsearbeit pro Secunde Netto (ohne Rücksicht auf die passiven Widerstände in dem Gebläse) wird aus seinem Näherungswert $m_s h_2 \gamma$ (in mkg) bestimmt.

Wir berechnen diesen Näherungswert in Pfdk.

$$n_e = \frac{m_s h_2 \gamma}{75}$$

mittels Tabelle VI, in welcher derselbe pro 1 m³ Saugluft zu der jeweiligen Pressung h_2 numerisch angesetzt ist, nämlich

$$\frac{n_e}{m_s} = \frac{h_2 \gamma}{75}$$

*) Die obigen Annahmen entsprechen den vorhergehends (S. 119) angeführten empirischen Formeln, welche hier nochmals angesetzt werden sollen:

Bei der Länge L der Windleitung in Meter und h nebst h_r in Centimeter Quecksilber:

ohne Winderhitzer $h_r = 0{,}03\, h + \frac{L}{200}$

für gemauerte Winderhitzer $h_r = 0{,}08\, h + \frac{L}{200}$

für röhrenförmige Winderhitzer $h_r = 0{,}15\, h + \frac{L}{200}$

Im Falle zu einem größeren Pressungsverlust (durch eine etwa zu sparsam bemessene Windleitung o. dgl.) ein besonderer Anlaß vorhanden sein sollte, setze man etwa $\frac{L}{100}$ anstatt $\frac{L}{200}$ in die Formeln ein.

Aus der tabellarischen Angabe $\frac{n_e}{m_s}$ ergibt sich der Näherungswert

$$n_e = \left(\frac{n_e}{m_s}\right) m_s$$

durch einfache Multiplication mit m_s.*)

Aus n_e ergibt sich der wirkliche Gebläseeffect in Pfdk.

$$N_e = \psi\, n_e$$

wozu der Coëfficient ψ aus Tabelle VII zu entnehmen ist.

Der in Tabelle VII neben ψ angesetzte Coëfficient ψ_M (nach Mariotte) ist für die Anwendung **nicht** zu benützen, kann jedoch für Combinationen dienlich sein, welche den auf die Temperaturerhöhung verwendeten Effectanteil betreffen und in Tabelle VIII teilweise durchgeführt sind.

Tabelle VIII enthält (außer dem bereits Angedeuteten) Angaben über die Temperaturerhöhung durch die Verdichtung.

Aus dem (wirklichen) Gebläseeffecte N_e in Pfdk. ermittelt man die Betriebskraft, d. i. die Stärke (als Netto-Leistung N_n) der Gebläse-Umtriebsmaschine durch eine entsprechende Schätzung der passiven Widerstände des Gebläses. Man kann mit hinreichender Sicherheit je nach der Vollkommenheit des Gebläses annehmen:

für große Gebläse $N_n = 1{,}12$ bis $1{,}20\ N_e$
„ kleinere „ $N_n = 1{,}20$ bis $1{,}25\ N_e$

Im Falle einer Transmission zwischen Gebläse und Umtriebsmaschine kann $N_n = 1{,}33\ N_e$ bis etwa $1{,}48\ N_e$ in Rechnung gebracht werden.

Die Berechnung der Dampfmaschine als der häufigsten Gebläse-Umtriebsmaschine wollen wir, wie bereits erwähnt, in den nun folgenden Beispielen erledigen.

Die nachfolgenden zwei Beispiele schließen sich genau an die vorhergehende Gebrauchsanleitung an. Wenn insbesondere das erste Beispiel recht weitläufig erscheint, so muß es auch als recht inhaltreich anerkannt werden.

§ 8.

Anwendungsbeispiele.

Erstes Beispiel der Anwendung.

Für einen Kokshochofen sei gegeben:
8 Düsen mit $d = 100$ mm
Pressung $h = 280$ mm und im Ausblaseraume $h' = 80$ mm**) Quecks.
Windtemperatur $t = 600°$ C.;
Localer Barometerstand $b = 720$ mm (minim. 700 mm);
Locale Temper. $t_s = 30°$ C. (max.).

*) Zur Übersicht (und vielleicht nicht ganz zum Überflusse) erscheint in Tabelle ad VI der Näherungswert n_e in Pfdk. für ausgewählte Werte von h_2 und m_s fertig angegeben. Man berechne jedoch n_e stets mittels Tabelle VI aus $\frac{n_e}{m_s}$ durch Multiplication mit m_s und benütze Tabelle ad VI eben nur zur Übersicht und Controle.

**) Bei einer Ofenhöhe $H = 18$ m gäbe die Formel $h' = 0{,}2\ H + 0{,}1\ h$ für schüttere Beschickung $h' = 3{,}6 + 2{,}8 = 6{,}4$ cm; wir nehmen etwas mehr an (8 cm).

Zu $d = 100$ mm gibt Tab. I A . . . $A = 184{,}0$;
zu $h - h' = 200$ mm „ Tab. I B . . . $B = 0{,}4472$;

somit ist die annähernde Windmenge für eine Düse:

$$M = AB = 82{,}8 \text{ m}^3 \text{ pro Minute.}$$

Zu $b + h' = 800$ mm und $t = 600°$ C. findet man in Tab. II als (ersten) Reductions-Coëfficienten $f = 0{,}57$, somit ist die „reducierte" Windmenge für eine Düse

$$M_o = f\,M = 0{,}57 \,.\, 82{,}3 = \mathbf{46{,}9} \text{ m}^3 \text{ pro Min.}$$

d. i. für alle (8) Düsen $\Sigma(M_o) = 8 \,.\, 46{,}9 = 375$ m³ pro Min. und für alle Düsen pro Secunde die „reducierte" Windmenge

$$m_o = \frac{\Sigma(M_o)}{60} = \mathbf{6{,}25} \text{ m}^3$$

Hieraus ergäbe sich (für chemische Berechnungen) das pro Secunde aus allen Düsen strömende Luftgewicht

$$1{,}293\; m_o = 8{,}1 \text{ kg}$$

womit die eigentlich hüttenmännische Berechnung erledigt ist.

Für die Berechnung des Gebläses ist die von demselben anzusaugende Luftmenge zunächst pro Minute für eine Düse

$$M_s = f_1\,M_o$$

zu bestimmen. Zu diesem Zwecke ist für die locale (größte) Temperatur $t_s = 30°$ C. und für den localen (kleinsten) Barometerstand $b = 700$ mm nach Tab. III der (zweite) Reductions-Coëfficient $f_1 = 1{,}21$, also

$$M_s = 1{,}21 \times 46{,}9 = \mathbf{56{,}8} \text{ m}^3$$

somit für alle Düsen pro Minute

$$\Sigma(M_s) = 8 \times 56{,}8 = 454 \text{ m}^3$$

und für alle Düsen die Saugluftmenge pro Secunde

$$m_s = \frac{\Sigma(M_s)}{60} = \mathbf{7{,}57} \text{ m}^3$$

Zur Ermittlung der summarischen (wirksamen) Kolbenfläche

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi c}$$

nehmen wir (um nach Tab. IV den Saug-Coëfficienten φ entsprechend bewerten zu können) einen 5 procentigen schädlichen Raum, d. h. $m = 0{,}05$ an; für die relative Pressung $\frac{h_2}{b}$ setzen wir gleich hier*) $h_2 = h + h_r$ und (gemäß S. 145) für einen gemauerten Winderhitzer den Pressungsverlust $h_r = 0{,}08\,h + \frac{L}{200}$, d. h. (für $h = 28$ cm und $L = 200$ m) $h_r = 4$ cm (zur Vorsicht anstatt $h = 3{,}2$ cm), somit $h_2 = h + h_r = 28 + 4 = 32$ cm.

*) Obwohl hier eine ganz rohe Schätzung von h_2 (um einige Centimeter größer als h) genügen würde und eine besondere Bewertung des Pressungsverlustes h_r in der Windleitung erst für die Ausmittlung des Gebläseeffectes notwendig wäre.

Zu $m = 0{,}05$ und $\frac{h_2}{b} = \frac{32}{72} = 0{,}44$ wäre nach Tab. IV der Saug-Coëfficient $\varphi = 0{,}925$; wir nehmen (nach der Fußnote zu dieser Tabelle) vorsichtshalber

$$\varphi = 0{,}90$$

in Rechnung.

Ferner nehmen wir (mit beiläufiger Beachtung der letzten Spalte der Tab. V) die Kolbengeschwindigkeit $c = \mathbf{1{,}4}$ m.

Hiermit ergibt sich

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi c} = \frac{7{,}57}{0{,}90 \times 1{,}4} = \mathbf{6{,}0}\ \mathrm{m}^2$$

Für ein einfaches (Eincylinder-) stehendes Gebläse, entweder Balancier- oder sog. belgisches Gebläse od. dgl. sogen. „pyramidale Aufstellung" wäre mit 1 % Zuschlag auf die Kolbenstange

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 6{,}06\ \mathrm{m}^2 \text{ und } D = \mathbf{2{,}78}\ \mathrm{m}$$

Für ein liegendes Zwillingsgebläse entfällt auf einen Cylinder

$$O = \frac{1}{2}\ \Sigma(O) = 3{,}0\ \mathrm{m}^2$$

Mit 2 % Zuschlag wäre

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 3{,}06\ \mathrm{m}^2 \text{ und } D = \mathbf{2{,}0}\ \mathrm{m}$$

Für das letztere (Zwillings-) Gebläse wäre gemäß S. 117 der Hub l zwischen $1{,}50$ und $1{,}20$ m anzunehmen; nehmen wir

$$l = \mathbf{1{,}4}\ \mathrm{m}$$

so folgt (mit $c = 1{,}4$ m) die Umgangszahl

$$n = \frac{30\,c}{l} = \mathbf{30} \text{ pro Minute}$$

Zur Ermittlung des inneren Querschnittes $O_1 = D_1^2 \frac{\pi}{4}$ der (kalten und der warmen) Windleitung ist bei der Windgeschwindigkeit U_1 in derselben

$$O_1\, U_1 = m_o \frac{\delta_o}{\delta}$$

Hierzu ist das Verhältnis $\frac{\delta_o}{\delta}$ aus Tab. V numerisch fertig zu entnehmen; und zwar hängt dasselbe einerseits von der absoluten Pressung $b + h$ und von der Windtemperatur t in der Windleitung ab. In unserem Falle ist $b + h = 72 + 30 = 102$ cm $= 1{,}02$ m Quecksilber. Die Windtemperatur können wir für die kalte Windleitung nach der letzten Spalte der Tab. VIII zu $\frac{h_2}{b} = 0{,}44$ gehörig mit 36° annehmen; hingegen ist für die warme Windleitung $t = 600°$ C.

Zu $b + h = 1{,}02$ m und $t = 36°$ gibt Tab. V $\frac{\delta_o}{\delta} = 0{,}86$; zu $b + h = 1{,}02$ m und $t = 600°$, aber $\frac{\delta_o}{\delta} = 2{,}40$, während beiderseits $m_o = 6{,}25\ \mathrm{m}^3$.

Demnach ergibt sich:

für die kalte Windleitung $O_1\, U_1 = 6{,}25 \times 0{,}86 = 5{,}4$
„ „ warme „ $O_1\, U_1 = 6{,}25 \times 2{,}40 = 15{,}0$

Nach der vorletzten Spalte der Tab. V nehmen wir für die kalte Leitung $U_1 = 12$ m, für die warme Leitung (nach Gefühl etwas mehr) $U_1 = 15$ m.

Demnach wäre:

für die kalte Windleitung $O_1 = \frac{O_1\, U_1}{U_1} = \frac{5{,}4}{12} = 0{,}45$ m², d. h. $D_1^2 \frac{\pi}{4} = 0{,}45$ m²

und $D_1 = \mathbf{0{,}76}$ m

für die warme Windleitung $O_1 = \frac{O_1\, U_1}{U_1} = \frac{15{,}0}{15} = 1{,}00$ m², d. h. $D_1^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}00$ m²

und $D_1 = \mathbf{1{,}1}$ m

Behufs Berechnung des **Gebläseeffectes** haben wir den Pressungsverlust in der Windleitung

$$h_r = 0{,}08\, h + \frac{L}{200} = 4 \text{ cm Quecksilber}$$

bereits ermittelt, wonach die Pressung im Gebläse

$$h_2 = h + h_r = 28 + 4 = 32 \text{ cm Quecks.}$$

Zu dieser Pressung gibt Tab. VI den Näherungswert des Gebläseeffectes in Pfdk. pro 1 m³ Saugluft in der Secunde

$$\frac{n_e}{m_s} = 58{,}0 \text{ Pfdk.}$$

Mit $m_s = 7{,}57$ m³ folgt der Näherungswert im ganzen

$$n_e = 58{,}0 \times m_s = 58{,}0 \times 7{,}57 = 439 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{h_2}{b} = \frac{32}{72} = 0{,}44$ gibt Tab. VII den Coëfficienten $\psi = 0{,}875$, daher ist der wirkliche Gebläseeffect

$$N_e = \psi\, n_e = 0{,}875 \times 439 = \mathbf{384} \text{ Pfdk.}$$

Für die Betriebskraft schlagen wir (für die passiven Widerstände) etwa 15 % zu, sodaß die Netto-Leistung der Umtriebsmaschine

$$N_n = 1{,}15\, N_e = \mathbf{440} \text{ Pfdk.}$$

Dabei ist bereits festgesetzt:

$$c = 1{,}4 \text{ m},\ l = 1{,}4 \text{ m und } n = 30$$

Wir nehmen eine Zweicylinder-Condensations-Maschine mit directem Antrieb in Betracht, für welche somit pro 1 m Kolbengeschwindigkeit

$$\frac{N_n}{c} = \frac{440}{1{,}4} = \mathbf{314} \text{ Pfdk.}$$

gegeben ist.

Für die absolute Admissionsspannung $p = 8$ Atm. und (günstigste) Füllung $l_1/l = 0{,}07$ finden wir diese Maschine im Hilfsbuch, Practischer Teil, S. 145 Zeile

$$O = 1{,}60 \text{ und } D = 145 \text{ cm}$$

In derselben Zeile findet sich die indicierte Leistung $\frac{N_i}{c} = 383$, d. h.

$$N_i = 383 \,.\, 1{,}4 = 536 \text{ Pfdk.}$$

Diese Angaben betreffen den Niederdruck-Cylinder; für die übrigen Angaben werden wir auf S. 94 verwiesen.

Hiernach nehmen wir $\frac{v}{V} = 0{,}4$, d. i. für den Hochdruck-Cylinder $v = 0{,}4\ V$, und bei gleichem Hube $O_1 = 0{,}4\ O = 0{,}68$; $D_1^2 \frac{\pi}{4} = 0{,}70$ m²; hierzu für den Hochdruckkolben $D_1 = 0{,}94$ m.

Für den Dampfverbrauch wäre (nach S. 94) $C_i' = 4{,}6$ kg; $x\,C_i'' = 4{,}7$ bis $3{,}7$, im Mittel $x\,C_i'' = 4{,}2$; nach S. 79 ist (für $l_1/l = 0{,}07$ und $c = 1{,}4$) . . . $\frac{1}{x} = 0{,}70$, wegen $l : D = 1{,}4 : 1{,}45$ nahe $= 1$, Correct. Coëffic. $0{,}82$; daher $C_i'' = 4{,}2 \times 0{,}7 \times 0{,}82 = 2{,}4$ kg; nach S. 179 zu $N_i = 536$ und $c = 1{,}4$ noch $C_i''' = 0{,}6$ kg. Demnach wäre pro indic. Pfdk. und Stunde

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 4{,}6 + 2{,}4 + 0{,}6 = 7{,}6 \text{ kg}$$

Dies betrifft eine Sattdampf- (Naßdampf-) Maschine von $N_n = 440$ Pfdk. und $N_i = 536$ Pfdk.

Die äquivalente **Heißdampfmaschine** müßte, weil die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}4$ m bereits festgesetzt ist, einen größeren Kolbendurchmesser erhalten, wie folgt.

Wir wählen sehr hohe Überhitzung, d. i. bei der Füllung $l_1/l = 0{,}07$ (nach S. 51, Heißdampfmasch.) $\Delta t = 148°$, sodaß die Heißdampftemperatur beiläufig 312° oder (bei $p = 8$) genauer $169 + 148 = 317°$ C. wäre; hierzu $\frac{1}{y} = \frac{N_i}{(N_i)} = 1{,}20$ und $z = 0{,}98$.

Anstatt obigen $N_i = 536$ müßte die der Heißdampfmaschine äquivalente Sattdampfmaschine die indicierte Leistung $N_i = 536 \times 1{,}20 = 645$ Pfdk., d. i. $\frac{N_i}{c} = \frac{645}{1{,}4} = 460$ Pfdk. äußern.

Für obige $p = 8$ Atm. und $l_1/l = 0{,}07$ finden wir diese Maschine (wie früher) im Hilfsbuch, Practischer Teil, S. 145, jedoch nunmehr in der Zeile

$$O = 1{,}95 \text{ und } D = 160 \text{ cm}$$

(anstatt des früheren $O = 1{,}60$ und $D = 145$ cm).

Hiernach wäre für den Hochdruck-Cylinder $O_1 = 0{,}4\ O = 0{,}4 \times 1{,}95 = 0{,}78$ m² und $D_1 = 1{,}0$ m (anstatt des früheren $D_1 = 0{,}94$ m).

Für den Dampfverbrauch wäre bei der Heißdampfmaschine:

$$(C_i) = z\,C_i' + 0{,}10\,C_i'' + (C_i''')$$
$$= 0{,}98 \,.\, 4{,}6 + 0{,}10 \,.\, 2{,}4 + 0{,}6$$

d. i. $(C_i) = 4{,}5 + 0{,}2 + 0{,}6 = 5{,}3$ kg pro indic. Pferdestunde, anstatt der früheren $C_i = 7{,}6$ kg bei Sattdampf.

Wir ermitteln den Dampfverbrauch für Sattdampf (und sodann auch für Heißdampf) zur Controle auch noch nach dem „Theoretischen Teile" des Hilfsbuches.

Nach „Tabellen" S. 46 ist für bloß äußerlich geheizten Receiver $C_i' = 4{,}58$ kg und $\sqrt{c}\, C_i'' = 3{,}57$; hierbei für $c = 1{,}4$ m nach S. 49 $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}845$; bei der Füllung $\frac{l'_1}{l'} = 0{,}07 : 0{,}4 = 0{,}18$ des Hochdruck-Cylinders und bei dem Hubverhältnisse $l' : D' = 1{,}4 : 1{,}0 = 1{,}4$ desselben wäre der Corrections-Coefficient $= 0{,}87$, somit $C_i'' = 3{,}57 \times 0{,}845 \times 0{,}87 = 2{,}63$ kg. Zu $N_i = 536$ und $c = 1{,}4$ nach S. 47 $C_i''' = 0{,}8 \times 0{,}7 = 0{,}56$ kg.

Hiermit wäre für Sattdampf

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 4{,}58 + 2{,}63 + 0{,}56 = 7{,}8 \text{ kg.}$$

Für Heißdampf nach dem früheren

$$\begin{aligned}(C_i) &= z\, C_i' + 0{,}10\, C_i'' + (C_i''')\\ &= 0{,}98 \cdot 4{,}58 + 0{,}1 \cdot 2{,}63 + 0{,}56\\ \text{d. i. } (C_i) &= 4{,}50 + 0{,}26 + 0{,}56 = 5{,}3 \text{ kg gegen } 7{,}8 \text{ kg}\end{aligned}$$

bei Sattdampf.

Im Mittel der beiden Berechnungen folgt:

bei Sattdampf $C_i = 7{,}7$ kg
„ Heißdampf $(C_i) = 5{,}3$ kg.

Mit einem etwa 8 % Leitungsverlust bei Sattdampf und 2 % bei Heißdampf wäre die Speisewassermenge S_i pro Pferdestunde (abgerundet):

bei Sattdampf $S_i = C_i + \varDelta C = 1{,}08\, C_i = 8{,}4$ kg
„ Heißdampf $S_i = (C_i) + (\varDelta C) = 1{,}02\, (C_i) = 5{,}4$ kg.

Hiernach soll noch der Wärmeverbrauch und der eventuelle Brennstoffverbrauch nach § 15 der „Heißdampfmaschinen" einerseits für Sattdampf, andererseits für Heißdampf ausgemittelt werden. Aus dem früheren notieren wir den mechanischen (indicierten) Wirkungsgrad $\eta = 440 : 536 = 0{,}82$.

Nach genanntem § 15 S. 101, *C* vorgehend entnehmen wir der Tabelle S. 102 die Gesamtwärme λ' für $p = 8$ Atm.

erstlich für Sattdampf $(t - t_o = 0°\ C.)$, $\lambda' = 658$ Cal.
dann „ Heißdampf $(t - t_o = 148°\ C.)$, $\lambda' = 738$ „

Für die Speisewassermenge $S_i = 8{,}4$ kg bei Sattdampf ist die ideale Wärmemenge

$$W = S_i\, \lambda = 8{,}4 \times 658 = 5527 \text{ Cal. pro Pferdestunde.}$$

Ebenso für $S_i = 5{,}4$ kg bei Heißdampf

$$W = S_i\, \lambda' = 5{,}4 \times 738 = 3985 \text{ Cal. pro Pferdestunde.}$$

Gemäß Tab. S. 95 ist für eine normale stationäre Kesselanlage der beiläufige Wirkungsgrad η_k derselben:

bei Sattdampf . . . . $\eta_k = 0{,}68$
bei sehr hoher indirecter Überhitzung $\eta_k = 0{,}70$.

Demnach ist der wirkliche Wärmeverbrauch W_i pro indic. Pferdestunde:

bei Sattdampf $W_i = W : \eta_k = 5527 : 0{,}68 = 8128$ Cal.
„ Heißdampf $W_i = W : \eta_k = 3985 : 0{,}70 = 5693$ Cal.

Mit dem mechanischen Wirkungsgrade $\eta = 0{,}82$ wäre der Wärmeverbrauch W_n pro Netto-Pferdestunde:

bei Sattdampf $W_n = W_i : \eta = 8128 : 0{,}82 = 9912$ Cal.
„ Heißdampf $W_n = W_i : \eta = 5693 : 0{,}82 = 6943$ Cal.

Wenn wir für eine sehr gute Steinkohle den Heizwert $E = 7000$ Cal. annehmen, so ergäbe sich der Kohlenverbrauch pro indic. Pferdestunde $K_i = \frac{W_i}{E}$ und zwar:

$$\text{bei Sattdampf } K_i = \frac{8128}{7000} = 1{,}16 \text{ kg}$$

$$\text{bei Heißdampf } K_i = \frac{5693}{7000} = 0{,}81 \text{ kg.}$$

Pro Netto-Pferdestunde wäre der Kohlenverbrauch $K_n = \frac{W_n}{E}$ und zwar:

$$\text{bei Sattdampf } K_n = \frac{9912}{7000} = 1{,}42 \text{ kg}$$

$$\text{bei Heißdampf } K_n = \frac{6943}{7000} = 0{,}99 \text{ kg.}$$

Zweites Beispiel der Anwendung.

Ein Bessemer- (oder Thomas-) Ofen habe **100** Düsen mit $d = \mathbf{12}$ mm Lichte; die Pressung ist $1^3/_4$ (normale) Atmosph. à $0{,}76$ m Quecksilber, sodaß $h = \mathbf{1{,}33}$ m Quecksilber. Die Höhe des Eisenbades sei $h'' = 0{,}65$ m, somit gemäß Bemerkung in Tab. II die äquivalente Quecksilbersäule $0{,}54\, h'' = 0{,}35$ m und mit einem Zuschlage die Pressung im Ausblaseraume $h' = \mathbf{0{,}40}$ m Quecksilber. Ferner sei (local) $b = \mathbf{0{,}72}$ m (min. $0{,}70$ m) Quecksilber und $t_s = \mathbf{30}°$ C. (max). Die Windtemperatur nehmen wir nach Tab. VIII (letzte Spalte) zu $\frac{h}{b} = 1{,}85$ gehörig $t = \mathbf{73}°$ C. an. $h - h' = 0{,}93$ m und $b + h' = 1{,}12$ m Quecksilber.

Nach Tab. I A, zu $d = 12$ mm gehörig $A = 2{,}404$
„ „ I B, „ $h - h' = 0{,}93$ m „ $B = 0{,}964$

somit für eine Düse $M = AB = 2{,}32$ m³ pro Min.

Nach Tab. II zu $b + h' = 1{,}12$ m und $t = 73°$ gehörig $f = 1{,}08$, somit für eine Düse die „reducierte" Windmenge:

$M_o = f\,M = 1{,}08 \times 2{,}32 = \mathbf{2{,}50}$ m³ pro Min. Für 100 Düsen $\Sigma(M_o) = 250$ m³ pro Minute und $m_o = \frac{\Sigma(M_o)}{60} = \mathbf{4{,}17}$ m³ pro Secunde.

Das Luftgewicht pro Minute $1{,}293 \times 250 = 323$ kg
„ „ „ Secunde $1{,}293 \times 4{,}17 = 5{,}39$ kg

Zu $b = 0{,}70$ m und $t_s = 30°$ nach Tab. III $f_1 = 1{,}21$, somit die Saugluftmenge für eine Düse

$$M_s = f_1\, M_o = 1{,}21 \times 2{,}50 = \mathbf{3{,}025} \text{ m}^3 \text{ pro Min.}$$

Für 100 Düsen $\Sigma(M_s) = 302{,}5$ m³ pro Minute

„ 100 „ $m_s = \dfrac{\Sigma(M_s)}{60} = 5{,}04$ m³ pro Secunde.

Das Gebläse betreffend, ist

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi c}$$

hierbei ist φ nach Tab. IV von $\dfrac{h_2}{b}$ abhängig, wobei $h_2 = h + h_r$ und der Pressungsverlust h_r (reichlich) auf 7 cm zu schätzen ist*), sodaß $h_2 = 133 + 7 = 140$ cm und $\dfrac{h_2}{b} = \dfrac{140}{70} = 2{,}0$.

Zu diesem Werte und zu $m = 0{,}04$ für den schädlichen Raum ist nach Tab. IV der Saug-Coëfficient

$$\varphi = 0{,}86$$

Nehmen wir nach Tab. V (letzte Spalte) zu $b + h_2 = 0{,}72 + 1{,}40 = 2{,}12$ m gehörig (rund) an

$$c = 2{,}8 \text{ m}$$

so folgt

$$\Sigma(O) = \frac{m_s}{\varphi c} = \frac{5{,}04}{0{,}86 \times 2{,}8} = 4{,}77 \text{ m}^2$$

Für ein Zwillingsgebläse entfällt auf **einen** Cylinder

$O = \dfrac{1}{2}\, \Sigma(O) = 2{,}39$ m² und (für ziemlich dicke Kolbenstange)

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 2{,}47 \text{ m}^2, \text{ d. h. } D = 1{,}77 \text{ m}$$

Nehmen wir den Hub (nach S. 117)

$$l = 1{,}40 \text{ m}$$

an, so folgt die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\, c}{l} = \frac{30 \times 2{,}8}{1{,}4} = 60$$

Für die Windleitungsformel

$$O_1\, U_1 = m_o \frac{\delta_o}{\delta}$$

ist nach Tab. V zu $b + h_2 = 2{,}12$ m und $t = 73°$ gehörig $\dfrac{\delta_o}{\delta} = 0{,}45$ und nach der letzten Spalte derselben Tabelle passend $U_1 = 17$ m, während nach obigem $m_o = 4{,}17$ m³; es folgt

$$O_1\, U_1 = 4{,}17 \times 0{,}45 = 1{,}88$$

und $O_1 = D_1^2 \dfrac{\pi}{4} = \dfrac{1{,}88}{U_1} = \dfrac{1{,}88}{17} = 0{,}11$ m², d. h. $D_1 = 0{,}37$ m.

*) Mittels $h_r = 0{,}03\, h + \dfrac{L}{200}$ ergäbe sich für $h = 133$ cm und $L = 100$ m bloß $h_r = 5$ cm.

Für den Gebläseeffect ist zuvörderst nach Tab. VI, zu $h_2 = 1{,}40$ m gehörig

$$\frac{n_e}{m_s} = 254 \text{ Pfdk.}$$

somit (wegen $m_s = 5{,}04$ m³) der Näherungswert

$$n_e = 254 \times 5{,}04 = 1280 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{h_2}{b} = \frac{140}{72} = 1{,}95$ gehörig gibt Tab. VII

$$\psi = 0{,}653$$

Daher ist der wirkliche Gebläseeffect

$$N_e = \psi\, n_e = 0{,}653 \times 1280 = 836 \text{ Pfdk.}$$

Schätzen wir die passiven Widerstände des Gebläses (reichlich) auf 20 % (was dem Wirkungsgrade 0,83 entspricht) so ergibt sich die Netto-Leistung der Umtriebsmaschine (rund)

$$N_n = 1{,}20 \times 836 = \mathbf{1000} \text{ Pfdk.}$$

Für eine Zwillingsdampfmaschine entfällt demnach auf **einen** Dampfcylinder

$$N_n = \mathbf{500} \text{ Pfdk.}$$

bei bereits festgesetzter Kolbengeschwindigkeit $c = 2{,}8$ m und bei dem Hube $l = 1{,}40$ m, sodaß $n = 60$

Hiernach ist

$$\frac{N_n}{c} = 179 \text{ Pfdk.}$$

Für $p = 10$ und $l_1/l = 0{,}15$ finden wir die betreffende Auspuff-Maschine mit Expansionssteuerung im Hilfsbuche, Practischer Teil, S. **51** unter

$$O = 0{,}45 \text{ m}^2 \text{ und } D = 77 \text{ cm}$$

für jeden der beiden Zwillingscylinder, bei dem Kolbenhube $l = 1{,}4$ m, mit einem Dampfverbrauche von etwa

$$C_i = 11 \text{ kg pro indicierte Pfdstde.}$$

Die indicierte Leistung wäre für jeden Dampfcylinder $\frac{N_i}{c} = 207$ Pfdk. d. h. $N_i = 207 \times 2{,}8 = 580$ Pfdk., für die Zwillingsmaschine 1160 Pfdk., wonach der Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\frac{N_n}{N_i} = 0{,}86$.